

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Вісник Національного
технічного університету
«ХПІ». Серія: Енергетичні
та теплотехнічні
процеси й устаткування**

№ 1'2019

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

**Bulletin of the National
Technical University
"KhPI". Series: Power
and Heat Engineering
Processes and Equipment**

No. 1'2019

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2019

Kharkiv
NTU "KhPI", 2019

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2019. – № 1. – 48 с. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line).

Видання присвячене освітленню досягнень в галузях енергетичного і транспортного машинобудування. Публікуються статті, що стосуються технічної теплофізики, гідроаеромеханіки в енергетичному та авіаційному устаткуванні, оптимізації в енергомашинобудуванні, економічності і надійності теплотехнічного обладнання, застосування і верифікації сучасних CFD програм, енергозберігаючих технологій при генерації, розподілі та транспорті енергії, нетрадиційній енергетики, високих технологій та екологічних аспектів в енергомашинобудуванні.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі енергетичного і транспортного машинобудування.

The purpose of this edition is to highlight the achievements in the field of power engineering and mechanical engineering. It includes the scientific papers that highlight the issues of engineering thermal physic and hydraulic aeromechanics peculiar for the power engineering and airborne equipment, power plant engineering optimization, cost effectiveness and reliability of the heat engineering equipment, the use and verification of state-of-the-art CFD programs, energy-saving technologies, alternative power engineering, high technologies and ecological aspects of the power plant engineering.

It is of interest for the scientists, academics of higher schools, post-graduate students and the specialists in the field of power engineering and transport engineering.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України
КВ № 23777-13617Р від 14 лютого 2019 року.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричну базу даних Index Copernicus (Польща), Google Scholar; зареєстрований у світовому каталозі періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

Офіційний сайт видання: <http://etpo.khpi.edu.ua>

Засновник
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Редакційна колегія серії
Відповідальний редактор:
Єфімов О. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Відповідальний секретар:
Литвиненко О.О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Члени редколегії:
Водка О. О., к.т.н., НТУ «ХПІ», Україна
Гнесін В. І., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна
Каверцев В. Л., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна
Колодяжна Л. В., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна
Ligrani P., д.т.н., проф., University of Alabama in Huntsville, USA
Matas R., к.т.н., University of West Bohemia in Plzen, Czech
Мних А. С., д.т.н., доц., Запорізький Національний
Університет, Україна
Nick S., д.т.н., проф., Cardiff University, UK
Островерхов М. Я., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Пилипенко М. М., д.т.н., проф., Національний науковий центр
«Харківський фізико-технічний інститут» НАН України
Rzadkowski R., д.т.н., проф., Institute flow machines PAN, Poland
Ромашов Ю. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Сербін С. І., д.т.н., проф., Національний університет корабле-
будування імені адмірала Макарова, Україна
Туз В. О., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Усатий О. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Чередніченко О. К., к.т.н., доц., Національний університет
кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна
Черноусенко О. Ю., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Шубенко О. Л., д.т.н., проф., чл.-кор. НАНУ, ІПМаш НАНУ,
Україна

Founder
National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Editorial staff
Associate editor:
Yefimov A., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Executive secretary:
Lytvynenko O., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Editorial staff members:
Vodka O., Ph.D., NTU "KhPI", Ukraine
Gnesin V., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine
Kavertsev V., Ph.D., Assistant Professor, NTU "KhPI", Ukraine
Kolodyazhnaya L., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine
Ligrani P., D.Sc., Prof., University of Alabama in Huntsville, USA
Matas R., Ph.D., University of West Bohemia in Plzen, Czech
Mnykh A., D.Sc., Assistant Professor, Zaporizhzhya National
University, Ukraine
Nick S., D.Sc., Prof., Cardiff University, UK
Ostroverkhov M., D.Sc., Prof., National Technical University of
Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Pylypenko M., D.Sc., Prof., National Science Center 'Kharkiv
Institute of Physics and Technology' NAS of Ukraine
Rzadkowski R., D.Sc., Prof., Institute flow machines PAN, Poland
Romashov Y., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Serbin S., D.Sc., Prof., Admiral Makarov National University
of Shipbuilding, Ukraine
Tuz V., D.Sc., Prof., National Technical University of Ukraine
"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Usaty A., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Cherednichenko O., Ph.D., Assistant Professor, Admiral Makarov
National University of Shipbuilding, Ukraine
Chernousenko O., D.Sc., Prof., National Technical University of
Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Shubenko O., D.Sc., Prof., Corresponding member NAS of Ukraine,
IPMach NAS of Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 11 від 27 грудня 2019 р.

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешико В. А.</i> Аналіз можливості продовження експлуатації ротора середнього тиску з урахуванням тріщин критичного розміру.....	4
<i>Шерфединов Р. Б., Ищенко М. Г., Слостён Л. А., Алёхина С. В.</i> Разработка рабочих лопаток из титанового сплава для последних ступеней цилиндра низкого давления мощных паровых турбин	10
<i>Черноусенко О. Ю., Ткаченко О. О.</i> Залишковий ресурс ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240	18
<i>Діасамідзе Б. Т., Вілкул С. В., Сербін С. І.</i> Теоретичні дослідження двопаливної низькоемісійної камери згорання газотурбінного двигуна	27
<i>Чепрасов О. І., Каюков Ю. М., Назаренко І. А.</i> Дослідження ефективності імпульсної подачі палива ...	34
<i>Каневец Г. Е., Алтухова О. В., Маврич Е. А.</i> Сравнение эффективности кожухотрубчатых и пластинчатых подогревателей конденсата	39
<i>Ефименко Н. Г., Артёмова С. В., Рожнов А. Н., Пензев В. В.</i> Структура и механико-технологические свойства присадочного материала для сварки теплоустойчивых сталей.....	43

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ПРОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РОТОРА СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ З УРАХУВАННЯМ ТРІЩИН КРИТИЧНОГО РОЗМІРУ

В роботі приведено обґрунтування допустимості подальшої експлуатації ротора середнього тиску турбіни К-200-130-3 енергоблоку № 9 Луганської ТЕС з урахуванням критичного розміру тріщин, що виникли в експлуатаційний період. Розглянуто проведення та результати ряду досліджень, спрямованих на аналіз можливості продовження експлуатації даного обладнання після проведення проточки радіальних канавок різної глибини в місця виникнення тріщин. Також надано прогноз можливості продовження розвитку тріщин в канавках. Для обґрунтування допустимості подальшої експлуатації ротора середнього тиску турбіни, проводилися розрахункові експерименти з використанням математичного моделювання, по визначенню теплового, напружено-деформованого стану та тривалості міцності досліджуваного об'єкта. Вирішено крайову задачу нестационарної теплопровідності для стаціонарного та основних пускових режимів паротурбінної установки, дискретизація розрахункової області проведена на основі методу скінченних елементів. Розрахунок напружено-деформованого стану ротора середнього тиску виконано за сумісної дії температурних напружень, градієнтів температурного поля, відцентрових сил інерції та напружень від тиску. Встановлено, що при роботі на напівпікових режимах, існує можливість підвищення залишкового ресурсу після виконання конструктивно-ремонтних заходів, а саме вирізання металу поверхневого шару теплових канавок на допустиму величину. Також, на конкретному прикладі, доведено недоцільність глибокої, понад 18 мм, вибірки металу теплових канавок.

Ключові слова: парова турбіна, ротор середнього тиску, режими експлуатації, тепловий стан, напружено-деформований стан, теплові канавки, тріщини.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РЫНДЮК, В. А. ПЕШКО

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ПРОДЛЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ РОТОРА СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ С УЧЕТОМ ТРЕЩИН КРИТИЧЕСКОГО РАЗМЕРА

В работе приведены обоснования допустимости дальнейшей эксплуатации ротора среднего давления турбины К-200-130-3 энергоблока № 9 Луганской ТЭС с учетом критического размера трещин, возникших в эксплуатационный период. Рассмотрено проведение и результаты ряда исследований, направленных на анализ возможности продления эксплуатации данного оборудования после проведения проточки радиальных канавок различной глубины в местах возникновения трещин. Также предоставлено прогноз возможности продолжения развития трещин в канавках. Для обоснования допустимости дальнейшей эксплуатации ротора среднего давления турбины, проводились расчетные эксперименты с использованием математического моделирования, по определению теплового, напряженно-деформированного состояния и длительной прочности исследуемого объекта. Решено краевую задачу нестационарной теплопроводности для стационарного и основных пусковых режимов паротурбинной установки, дискретизация расчетной области проведена на основе метода конечных элементов. Расчет напряженно-деформированного состояния ротора среднего давления выполнен с учетом совместного действия температурных напряжений, градиентов температурного поля, центробежных сил инерции и напряжений от давления. Установлено, что при работе на полупиковых режимах, существует возможность повышения остаточного ресурса после выполнения конструктивно-ремонтных мероприятий, а именно вырезания металла поверхностного слоя тепловых канавок на допустимую величину. Также, на конкретном примере, доказано нецелесообразность глибокой, более 18 мм, выборки металла тепловых канавок.

Ключевые слова: паровая турбина, ротор среднего давления, режимы эксплуатации, тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние, тепловые канавки, трещины.

O. CHERNOUSENKO, D. RINDYUK, V. PESHKO

ANALYSIS OF THE OPPORTUNITY TO EXTEND THE OPERATION OF THE INTERMEDIATE PRESSURE ROTOR WITH CRITICAL SIZE CRACKS

The paper shows the validity of the re-extension of operation-time of the intermediate pressure rotor of the K-200-130-3 turbine unit number 9 of the Luhansk TPP, with taking into account the critical size of the cracks that arose during the exploitation period. It was considered the conduct and results of several studies that were aimed to analyze the possibility of extending the operation-time of the equipment after conducting grooving of different depths radial grooves in places of cracks arising. The forecast of the possibility of continuation of cracks in the grooves is also provided. For justification of the possibility of further operation of the intermediate-pressure rotor of the turbine, computational experiments were carried out. Methods of mathematical modeling were used to determine the thermal, strain-stress state and long-term strength of the investigated object. The boundary value problem of non-stationary thermal conductivity for the stationary and main launch modes of the steam turbine installation is solved. The sampling of the calculated area is based on the finite element method. The calculation of the strain-stress state of the intermediate pressure rotor is made by the joint action of temperature stresses, temperature field gradients, centrifugal forces of inertia and stresses from pressure. It has been established, that when working in semi-peak modes, it is possible to increase the residual service life-time after carrying out constructive-repair measures, namely, cutting metal surface layer of thermal grooves to the admissible value. Cutting metal of the surface layer of intermediate-pressure rotor thermal grooves of 18 mm gives an opportunity to increase the residual service life-time and extend the exploitation. Also, on a concrete example, it has been proven inexpedient to deep, more than 18 mm, cutting metal into thermal grooves.

Key words: steam turbine, intermediate pressure rotor, operating modes, thermal state, strain-stress state, thermal grooves, cracks.

Вступ

Більшість українських електростанцій було побудовано ще в середині ХХ століття, а заміна їх основного енергетичного обладнання на нове проводилася лише частково. Серйозною проблемою сучасної енергетики України є значна кількість енергоблоків ТЕС, які на сьогоднішній день відпрацювали свій парковий ресурс.

Стратегічною задачею енергетичної галузі України є прийняття рішення про продовження експлуатації енергетичного обладнання пилувугільних електростанцій після досягнення ними паркового ресурсу. Згідно нормативної документації [1] парковий ресурс енергоблоків потужністю 200–300 МВт, які складають основу генерації на ТЕС, дорівнює 200–220 тис. г. при нормованому числі пусків 600–800 при роботі у базовому режимі.

Поточне напрацювання основного генеруючого обладнання ТЕС перевищує паркове значення в 1,2–1,5 рази [2]. Також стан обладнання ТЕС ускладнюється тим фактом, що з-за недостачі пікових потужностей в балансовому співвідношенні енергетичного вироблення, велика кількість пилувугільних електростанцій переводиться в маневренні режими роботи [3].

Найбільш раціональним рішенням забезпечення енергетичного балансу наявних потужностей було б введення нових енергетичних маневрових енергоблоків. Але з урахуванням економічних можливостей енергетичної галузі України варто розглянути можливість повторного продовження експлуатації енергетичного обладнання пилувугільних електростанцій з понад парковим напрацюванням.

Оскільки високотемпературні ротори є одними з найдорожчих вузлів паротурбінної установки, питання про можливість продовження їх терміну експлуатації є стратегічно важливим завданням. Відомо, що при їх проектуванні вводилися значні коефіцієнти запасу міцності. Виходячи з цього, існує можливість, після проведення комплексного дослідження стану обладнання, продовження терміну експлуатації окремих вузлів паротурбінної установки.

Мета роботи

Метою даної роботи є обґрунтування допустимості подальшої експлуатації ротора середнього тиску (РСТ-2) турбіни енергоблоку № 9 Луганської ТЕС з урахуванням критичного розміру тріщин, що виникли в експлуатаційний період.

Для досягнення поставленої мети необхідне проведення досліджень, спрямованих на аналіз можливості продовження експлуатації даного об-

ладнання після проведення проточки радіальних канавок різної глибини в місцях виникнення тріщин. Також необхідний прогноз можливості продовження розвитку тріщин в канавках.

Результати діагностичного контролю РСТ блоку № 9 Луганської ТЕС

Візуальний контроль та магнітно-порошкова діагностика ротору середнього тиску турбіни К-200-130-3 блоку № 9 Луганської ТЕС за період довготривалої експлуатації (1982–2006 рр.) показали, що в деяких випадках після визначеного числа пусків і терміну експлуатації в теплових канавках передніх кінцевих ущільнень ротора високого (РВТ) та середнього тиску (РСТ) мають місце корозійні втомні пошкодження в вигляді тріщин різної глибини (порядку 1–2,5 мм). Також виявлені кільцеві тріщини в галтелях дисків 13-го ступеня з боку 14-го ступеня РСТ, глибина яких складала біля 4-х мм. При цьому напрацювання такого типу турбін знаходилося у межах 186–226 тис. год та більше, а кількість пусків з різних теплових станів дорівнювала 800–1680.

Згідно рекомендацій ЦКБ «Енергопрогрес» (м. Харків), зазначені дефекти усувалися при проведенні ремонтних заходів по тепловим канавкам шляхом їх проточки, зняття поверхневого шару металу та збільшення ширини канавок з 3,5 до 5,5 мм і радіуса закруглення на дні канавки з 1,5 до 2,5 мм. По галтелі диску 13-го ступеня РСТ було рекомендовано зробити кільцеву вибірку на глибину 4–4,3 мм до усунення тріщини (рис. 1).

Для першого розрахунку виділені два моменти часу, для яких визначали рівень напружень: $\tau_1 = 2460$ с (вихід на режим холостого ходу $n = 3000$ об/хв) та $\tau_2 = 6780$ с (кінець етапу навантаження). Для другого розрахунку характерним є тільки один максимум радіальної різниці температур в РСТ при $\tau = 2460$ с. Аналогічна картина має місце при пуску з холодного стану. Максимальний рівень напружень спостерігається в зоні проточки другої канавки переднього кінцевого ущільнення при пусках з холодного стану (ХС) і складає 257 МПа.

Для РСТ у порівнянні з РВТ, тріщини в теплових канавках мають більшу глибину, що обумовило відповідно більш глибоку їх розточку (до 2,6 мм) та більш високі напруження. Зниження температури пари перед поштовхом у циліндрі середнього тиску до температури металу підвищує амплітуду еквівалентних напружень в теплових канавках № 1–6 переднього кінцевого ущільнення в 1,5–1,9 рази у порівнянні з варіантом, коли температура $t_{\text{пп}}$ перевищує температуру металу перед поштовхом на 60–70 °С.

При пусках з холодного стану еквівалентні напруження РСТ максимальні при початковому навантаженні $N_0 = 5-7$ МВт. Проточка і змінення геометричної конфігурації теплових канавок зменшують коефіцієнт концентрації напружень на 7,8 %, а усунення дефекту в галтелі диску 13-го ступеня зменшують коефіцієнт концентрації напружень в галтелі в 1,2 рази [4].

При останньому дослідженні в 2017 році Лабораторією металів і зварювання відокремленого підприємства «Луганська ТЕС» ТОВ «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» при візуальному контролі виявлено кільцеві тріщини по диску 13 ступені ротора середнього тиску (РСТ-2). Було проведено контрольні проточки в двох місцях до 8 мм і 10 мм від сумарної глибини 16 мм і 18 мм. Тріщина продов-

жує розвиватися. Лабораторією зроблено попередній висновок – РСТ-2 ремонту не підлягає і не придатний до подальшої експлуатації.

Для обґрунтування допустимості подальшої експлуатації ротора середнього тиску (РСТ-2) турбіни енергоблоку № 9 Луганської ТЕС з урахуванням критичного розміру тріщин, що виникли в експлуатаційний період, проводилися розрахункові експерименти з використанням 3D математичної моделі, описаної в [5], по визначенню теплового, напружено-деформованого стану та тривалої міцності досліджуваного об'єкта. 3D моделювання РСТ дозволило більш точно визначитися щодо прогнозованого розвитку тріщин в період експлуатації та можливості подальшої експлуатації ротора середнього тиску.

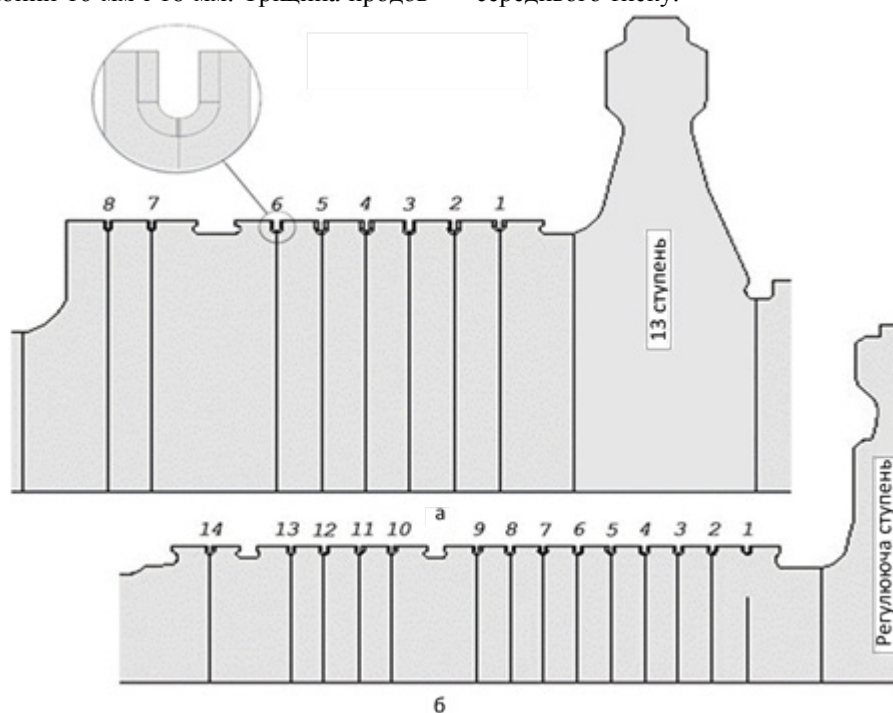


Рис. 1 – Фрагменти РВТ і РСТ турбіни К-200-130-3: а – РСТ; б – РВТ; 1–8 та 1–14 – теплові канавки ущільнень

У даній роботі обчислення інтенсивності напружень здійснюється методом скінчених елементів [6] для фіксованих розмірів канавок з наступною інтерполяцією для проміжних розмірів.

Розрахунок інтенсивності напружень в вершині канавки проводився для канавок глибиною 18 мм, 28 мм та 38 мм. Сітка кінцевих елементів згущувалася до вершини канавки за законом геометричної прогресії, коли кожен найближчий до вершини кінцевий елемент був менше попереднього в 1,5 рази. Розмір найменшого елемента у вершині канавки становив 0,1 мм. Також докладно враховано особливості конструкції ротора середнього тиску по обидва боки від 13-го ступеня РСТ. Загальна кількість кінцевих елементів при дискретизації перевищувала 1,5 млн. (рис. 2).

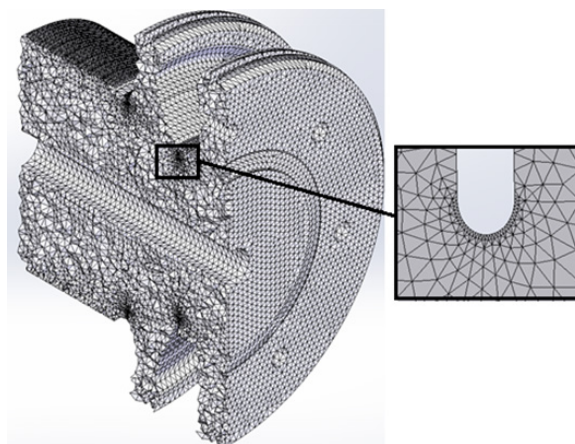


Рис. 2 – Кінцево-елементна сітка

Розрахункова оцінка напружено-деформованого стану ротора ЦСТ

Розглянуто три пускових режими роботи парової турбіни: пуск з холодного стану (ХС), з неостиглого стану (НС) та з гарячого стану (ГС), а також стаціонарний режим роботи.

Проведення числового дослідження теплового та напружено-деформованого станів (НДС) ротора ЦСТ забезпечено даними теплофізичних та фізико-механічних властивостей його сталі в залежності від температури згідно рекомендацій [4].

Напружено-деформований стан оцінювався у пружно-пластичній постановці з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розра-

хункової області. Для встановлення НДС враховувалися основні типи напружень, а саме температурні напруження, нерівномірність температурних полів, напруження від тиску та відцентрових сил.

На стаціонарному режимі роботи при глибині канавки 18 мм (рис. 3) інтенсивності умовних пружних напружень максимальні у розвантажувальних отворах дисків 13-го ступеня РСТ і складають 147 МПа. Також значний рівень інтенсивності умовних пружних напружень спостерігається у теплових канавках за 13-им ступенем РСТ (105 МПа) та в осьовому отворі РСТ (110 МПа).

Приклади отриманих результатів наведено на рис. 4 та у таблиці 1.

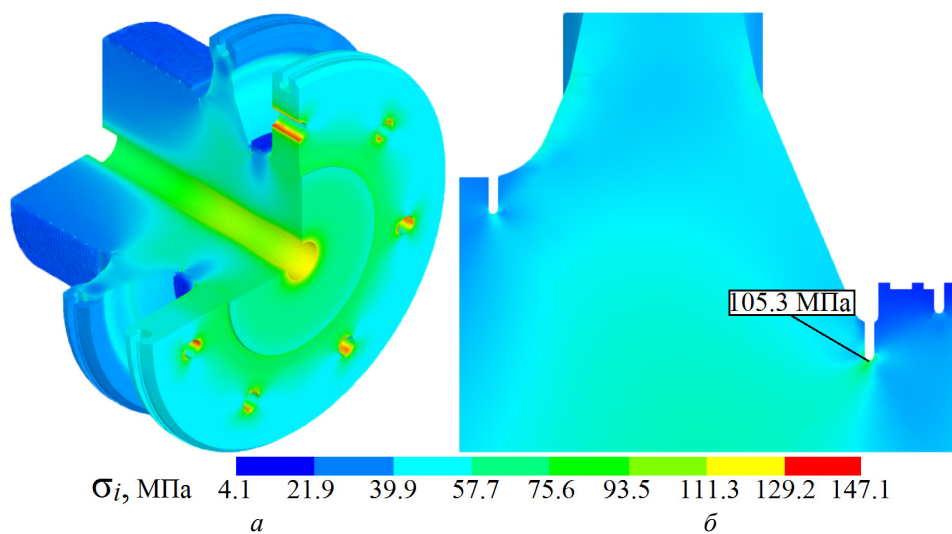


Рис. 3 – НДС РСТ на стаціонарному режимі роботи при глибині канавки 18 мм: а – 3D фрагмент 13-го та 14-го ступенів з передніми кінцевими ущільненнями; б – 2D фрагмент 13-го ступеня в зоні придискових канавок

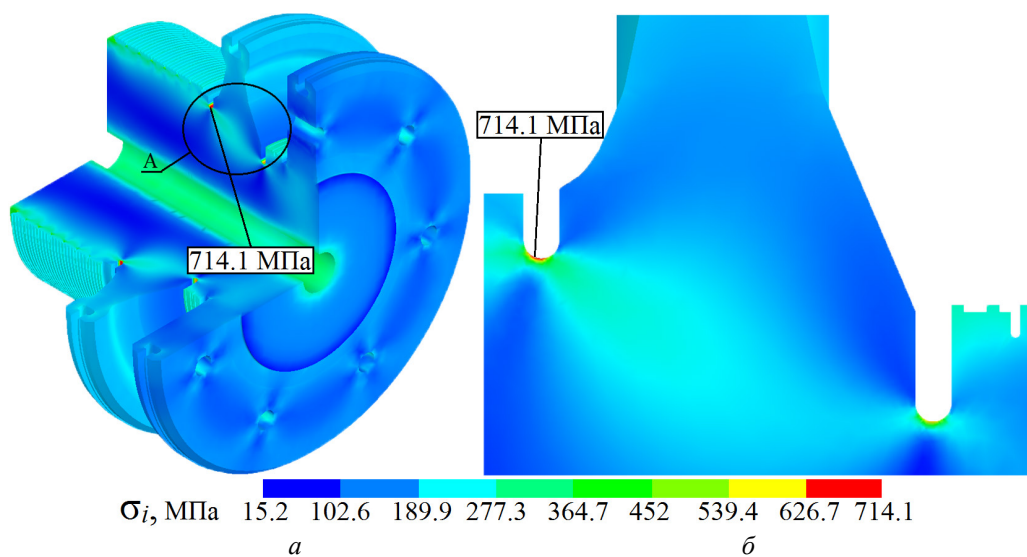


Рис. 4 – НДС РСТ при пуску з ХС при глибині канавки 28 мм в момент часу 4500 с: а – 3D фрагмент 13-го та 14-го ступенів з передніми кінцевими ущільненнями; б – 2D фрагмент 13-го ступеня в зоні придискових канавок

Таблиця 1 – Середні значення інтенсивності умовних пружних напружень в вершині канавки РСТ, МПа

Режим роботи	Глибина проточки канавок		
	18 мм	28 мм	38 мм
Стационарний	1.053e + 008	1.325e + 008	1.475e + 008
ХС	1.078e + 009	1.216e + 009	1.527e + 009
НС	6.515e + 008	7.241e + 008	9.216e + 008
ГС	8.064e + 008	8.966e + 008	1.228e + 009

Для нестационарних режимів роботи парової турбіни напружено-деформований стан рахувався для моментів часу, при яких спостерігається максимальний градієнт температури згідно методики, описаної в [8]. Так для режиму пуску з холодного стану було обрано момент час 4500 с, для пуску з нестиглого стану 3000 с, для пуску з гарячого стану 1900 с.

Різко збільшуються інтенсивності умовних пружних напружень при роботі на змінних режимах, так при глибині канавки 18 мм (табл. 1) інтенсивності умовних пружних напружень складають від 651 МПа (режим НС) до 1078 МПа (режим ХС). Поглиблення канавок до 38 мм, що пов'язано з розвитком тріщин в канавках згідно візуального контролю «Лабораторії металів і зварювання», викликає підвищення інтенсивності умовних пружних напружень при пусках з холодного (1527 МПа), нестиглого (921 МПа) та гарячого станів (1228 МПа), тобто збільшуються в середньому на 42 %. Отримані результати чітко показують неможливість подальшої експлуатації РСТ.

Аналіз отриманих результатів показує, що на стаціонарному режимі роботи значення напружень у вершині канавки не перевищують 147 МПа при межі міцності 551 МПа і тріщина не буде продовжувати розвиватись. Результати для нестационарних пускових режимів, де напруження в канавках значно перевищують межу текучості, свідчать про неможливість подальшої експлуатації ротора.

Як варіант вирішення проблеми, було запропоновано в місцях виникнення тріщин виконати вибірку металу до розміру канавок, при якій відношення глибини до ширини не перевищує 2 (розміри канавки 28×15 мм). Розраховано НДС РСТ при пуску з ХС («найважчий» режим роботи). Результати розрахунків приведено на рис. 4.

Як видно з наведеного рисунку, максимальні величини напружень змістились у бік ущільнень, а їх значення зменшились незначно до 714 МПа. Отже, в розглянутому випадку, проточка канавок не дає суттєвого поліпшення стану досліджуваного ротора і подальша експлуатація РСТ блоку № 9 Луганської ТЕС не рекомендується.

Висновки

Дослідження теплового, напружено-деформованого стану РСТ турбін К-200-130, що експлуатуються на ТЕС України в напівпікових

режимах, дозволяють зробити висновок про можливість підвищення залишкового ресурсу після виконання конструктивно-ремонтних заходів, а саме вирізання металу поверхневого шару теплових канавок на допустиму величину.

Для енергоблоку № 9 Луганської ТЕС, вирізання металу поверхневого шару теплових канавок РСТ на 18 мм турбін К-200-130 не дає можливість підвищення залишкового ресурсу та продовження експлуатації. Збільшення глибини канавок до 28–38 мм призводить до значного підвищення інтенсивності умовних пружних напружень при пусках з холодного (1216–1527 МПа), нестиглого (714–921 МПа) та гарячого станів (897–1228 МПа) та неможливості подальшої експлуатації РСТ.

Значна вибірка металу до розміру канавок при якій відношення глибини до ширини не перевищує 2 не дає суттєвого поліпшення стану досліджуваного ротора і подальша експлуатація РСТ не рекомендується.

За результатами проведеного розрахункового дослідження ротор середнього тиску (РСТ-2) турбіни К-200-130 енергоблоку № 9 Луганської ТЕС з урахуванням критичного розміру тріщин, що виникли в експлуатаційний період, знято з експлуатації.

Список літератури

1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. 76 с.
2. ООО «ДТЭК» (Донбасская топливно-энергетическая компания). ДТЭК. Интегрированный отчет 2017. Финансовые и нефинансовые результаты. Киев, 2018. 146 с.
3. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання. Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2016. № 10(1182). С. 6–16. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
4. Черноусенко О. Ю., Антонович А. В., Кришук Н. Г., Космина М. В., Долгих М. О. Усталостные повреждения роторов ЦВД и ЦСД паровых турбин К-200-130-3 на ТЭС Украины. Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2007. № 2. С. 77–83. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X.
5. РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчет температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электро моделирования. Москва: Минтяжмаш, 1973. 104 с.
6. Типовая инструкция по пуску из различных тепловых состояний и останову моноблока мощностью 200 МВт с

- котлом ТП-100 (для работы в режиме регулирования нагрузки энергосистем). Москва: СПО ОРГРЭС, 1977. 46 с.
- Черноусенко О. Ю., Антонович А. В., Кришук Н. Г., Долгих М.О. Усталостные повреждения роторов ЦВД и ЦСД паровых турбин К-200-130-3 на ТЭС Украины и влияние на них реконструктивно-ремонтных и эксплуатационно-технологических факторов. *Энергетика и электрификация*. 2007. № 3. С. 34–40.
 - Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T., Nikulenkov A. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research*. China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics. 2016. Vol. 5. Iss. 4. pp. 302–309.
 - Chernousenko, O., Rindyuk D., Peshko V. Service life-time study for automatic stop-valve of K-200-130 turbine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 5. No 8(89). pp. 39–44. ISSN 1729-3774 (print), ISSN 1729-4061(on-line).
- References (transliterated)**
- Ministry of fuel and energy of Ukraine (2005), *ND MPE Ukraini'ny. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatatsii' osnovnyh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovyh elektrostantsij: SOU-N MPE 40.17.401:2004* [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004], Kiev, 76 p.
 - ООО «ДТЖЕК» (Donbasskaja toplivno-jenergeticheskaja kompanija) [DTEK LLC (Donbass Fuel-Energy Company)] (2018), *ДТЖЕК. Integrirovannyj otchet 2017. Finansovyje i nefinansovyje rezul'taty* [DTEK. Integrated report 2017. Financial and non-financial results], Kiev, 146 p.
 - Chernousenko O., Peshko V. (), “Vplyv roboty energobloktiv TES v manevrenomu rezhymy na vycherpannja resursu energetychnogo obladnannja [Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment]”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
 - Chernousenko O. Yu., Antonovich A. V., Krischuk N. G., Kosmina M. N., Dolgih M. A. (2007), “Ustalostnye povrezhdenija rotorov CVD i CSD parovyh turbin K-200-130-3 na TES Ukrainy i vlijanie na nih rekonstruktivno-remontnyh i jekspluatacionno-tehnologicheskikh faktorov [Fatigue damage to the rotors of high-pressure cylinders and central modulators of steam turbines K-200-130-3 on the TEN of Ukraine and the effect on them of reconstructive repair and operational-technological factors]”, *Jenergetika i jelektrifikacija* [Energy and electrification], no 3, pp. 34–40.
 - Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T., Nikulenkov A. (2016), “Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines”, *Propulsion and Power Research*, vol. 5, iss. 4, pp. 302–309, National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, China.
 - Chernousenko, O., Rindyuk D., Peshko V. (2017), “Service life-time study for automatic stop-valve of K-200-130 turbine”, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 5, no 8(89), pp. 39–44, ISSN 1729-3774 (print), ISSN 1729-4061(on-line)

Надійшла (received) 04.02.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юрійвна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga Yuriiivna) – доктор технічних наук, професор, КПІ ім. Ігоря Сікорського, завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1427-8068>. Scopus 6507954096.

Риндюк Дмитро Вікторович (Рындюк Дмитрий Викторович, Rindyuk Dmitro Viktorovich) – кандидат технічних наук, доцент, КПІ ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (099) 055–47–04; e-mail: rel_dv@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7770-7547>. Scopus 57193402888.

Пешко Віталій Анатолійович (Пешко Виталий Анатольевич, Peshko Vitaliy Anatoliyovich) – кандидат технічних наук, КПІ ім. Ігоря Сікорського, старший викладач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 176–54–71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0610-1403>. Scopus 57194077095.

Р. Б. ШЕРФЕДИНОВ, М. Г. ИЩЕНКО, Л. А. СЛАСТЁН, С. В. АЛЁХИНА

РАЗРАБОТКА РАБОЧИХ ЛОПАТОК ИЗ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ДЛЯ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Освещены основные конструкторские проработки АО «Турбоатом» при создании рабочей лопатки из титанового сплава с длиной активной части 1200 мм для последних ступеней турбин К-1000-60/3000. Отмечено, что комплекс расчетов для рабочих лопаток из титанового сплава для последних ступеней цилиндра низкого давления мощных паровых турбин является актуальной задачей. Проведен трехмерный расчет на прочность указанных лопаток, определено напряженно-деформированное состояние и перемещения при разных значениях собственной частоты лопатки. Выполнен расчет облопаченного диска ступени цилиндра низкого давления. Определены динамические частоты собственных колебаний для различных частот вращения ротора турбины. Указана особенность технологии изготовления, которая предусматривает контрольную сборку на технологическом диске. Рабочие лопатки из титанового сплава производства АО «Турбоатом», рассмотренные в данной работе, успешно эксплуатируются на турбинах типа К-1000-60/3000 Южно-Украинской и Хмельницкой атомных станциях.

Ключевые слова: лопатка из титанового сплава, цилиндр низкого давления, напряженно-деформированное состояние, колебание.

Р. Б. ШЕРФЕДИНОВ, М. Г. ИЩЕНКО, Л. О. СЛАСТЬОН, С. В. АЛЬОХИНА

РОЗРОБКА РОБОЧИХ ЛОПАТОК З ТИТАНОВОГО СПЛАВУ ДЛЯ ОСТАННІХ СТУПЕНІВ ЦИЛІНДРУ НИЗЬКОГО ТИСКУ ПОТУЖНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН

Висвітлені основні конструкторські проработки АТ «Турбоатом» при створенні робочої лопатки з титанового сплаву з довжиною активної частини 1200 мм для останніх ступенів турбін К-1000-60/3000. Відмічено, що комплекс розрахунків для робочих лопаток з титанового сплаву для останніх ступенів циліндру низького тиску потужних парових турбін є актуальною задачею. Проведено тривимірний розрахунок на міцність вказаних лопаток, визначено напружено-деформований стан та переміщення при різних значеннях власної частоти лопатки. Виконано розрахунок облопаченого диску ступеня циліндра низького тиску. Визначені динамічні частоти власних коливань для різних частот обертання ротора турбіни. Вказана особливість технології виготовлення, яка передбачає контрольную зборку на технологічному диску. Робочі лопатки з титанового сплаву, що виготовляються АТ «Турбоатом» та розглянуті в даній роботі, успішно експлуатуються на турбінах типу К-1000-60/3000 Південно-Української та Хмельницької атомних станцій.

Ключові слова: лопатка з титанового сплаву, циліндр низького тиску, напружено-деформований стан, коливання.

R. SHERFEDINOV, M. ISHCENKO, L. SLASTON, S. ALYOKHINA

DEVELOPMENT OF WORKING BLADES FROM A TITANIUM ALLOY FOR THE LAST STEPS OF A LOW PRESSURE CYLINDER FOR POWERFUL STEAM TURBINES

The main design studies of JSC “Turboatom” are highlighted when creating a working blade made of titanium alloy with an active part length of 1200 mm for the last stages of K-1000-60/3000 turbines. It is noted that complex calculations for blades made of titanium alloy for the last stages of the low-pressure cylinder of powerful steam turbines are an urgent task. A three-dimensional calculation of the strength of these blades was carried out, the stress-strain state and displacements at different values of the natural frequency of the blade were determined. The calculation of the bladed disk of the stage of the low pressure cylinder is performed. The dynamic frequencies of natural vibrations are determined for various rotation frequencies of the turbine rotor. A feature of manufacturing technology that provides for the control assembly on the process disk is indicated. The blades made of titanium alloy manufactured by JSC “Turboatom”, considered in this work, are successfully operated on K-1000-60/3000 turbines of the South Ukrainian and Khmelnytsky nuclear power plants.

Keywords: titanium alloy blade, low pressure cylinder, stress-strain state, vibration.

Введение

На атомных электростанциях Украины эксплуатируются турбины типа К-1000-60/1500, К-220-44, К-1000-60/3000 [1, 2]. К настоящему времени накоплен значительный опыт эксплуатации паротурбинных установок К-1000-60/3000, свидетельствующий о том, что значительная часть их элементов исчерпала срок службы, обозначенный в нормативной документации. Как следствие эксплуатационная надежность всей турбоустановки снижена, что требует принятия мер по повышению уровня безопасности.

Одними из элементов, оказывающих существенное влияние на уровень эксплуатационной надежности, являются рабочие лопатки последних

ступеней цилиндров низкого давления (ЦНД), которые испытывают большие нагрузки статического, динамического и циклического характера. Так, например, возмущающие силы, действующие на лопатку при вращении ротора турбины, вызывают тангенциальную вибрацию в плоскости диска, которая осложняется аксиальными и крутильными колебаниями, что в свою очередь может привести к повреждению лопаточного аппарата. Лопатки работают в агрессивной среде влажного пара и подвержены каплеударной эрозии, что приводит к повреждению входных кромок с последующим понижением характеристик надежности

Рабочие лопатки ЦНД турбины типа К-1000-60/3000 с наработкой более 100000 часов и значительным эрозионным износом, который

© Р. Б. Шерфединов, М. Г. Ищенко, Л. А. Слостён, С. В. Алёхина, 2019

определяется величиной хорды активной части, согласно нормативной документации завода-изготовителя подлежат замене. В связи с тем, что данный тип турбин производился не в Украине, замена их конструктивных элементов связана с рядом экономических трудностей. Для решения этой проблемы была инициирована программа импортозамещения, в рамках которой АО «Турбоатом» начал разработку лопаток для упомянутых выше турбин.

Цель работы

Освещение основных конструкторских проработок АО «Турбоатом» при создании рабочей лопатки из титанового сплава с длиной активной части 1200 мм для последних ступеней ЦНД турбин К-1000-60/3000 в рамках программы импортозамещения для блоков Южно-Украинской, Ровенской и Хмельницкой атомных электрических станций.

Современное состояние проблемы

Вопросам создания лопаток из сплавов титана в современной научной литературе посвящен ряд исследовательских работ [3–6]. Все они достаточно детально описывают физические процессы, происходящие в лопаточном аппарате, опираясь на численные или экспериментальные методы.

Ряд известных работ посвящен исследованию характеристик лопаточного аппарата газовых турбин [3, 4]. Приведенные в указанных работах результаты не могут быть в полной мере использованы для лопаточного аппарата паровых турбин, поскольку существует ряд отличий в физических процессах.

Другой класс научно-исследовательских работ либо освещает только узкие вопросы, связанные с проектированием и разработкой лопаток (например, газодинамические [5], вибрационные характеристики [6] лопаток), либо касается совершенно другого типа лопаточного аппарата [5, 7]. Таким образом, выполнение комплексной работы по проектированию и расчетам рабочих лопаток из титанового сплава для последних ступеней цилиндра низкого давления мощных паровых турбин является актуальной задачей.

Постановка задачи

Проектирование рабочей лопатки предусматривает комплексное решение ряда сложных конструкторских вопросов [8].

При разработке рабочей лопатки учтены основные проблемы, возникавшие в ходе эксплуатации турбоагрегатов: эрозия входной кромки пера

лопатки (рис. 1), а также износ контактных поверхностей бандажных полок. Стоит отметить, что в настоящее время в эксплуатации находятся три варианта лопаток с различными конструкциями бандажных полок (рис. 2).

Вариант конструкции 3 имеет тот же профиль зацепления, что и вариант 1, но форма полки не плоская, а фигурная, с проточкой для установки проволоочной связи.

С учётом подходов и расчетных методик к определению форм зацеплений бандажей, разработанных и экспериментально проверенных в АО «Турбоатом», принята конструкция плоского периферийного бандажа с прямыми зубьями (рис. 3). Такое исполнение препятствует раскрутке лопаток в поле центробежных сил, обеспечивает плотную сборку при замыкании на круг.

Выполнение расчетов при проектировании рабочей лопатки заключается в определении термодинамических характеристик, напряженно-деформированного состояния, вибрационных характеристик.

Результаты

Для определения осевых P_a и окружных P_u паровых усилий выполнен термодинамический расчет двух последних ступеней ротора НД для 100 % конденсационного режима с дальнейшим расчетом геометрических характеристик профильной части [9].

Материалом рабочих лопаток последних ступеней, установленных в турбинах К-1000-60/3000, является титановый сплав ТС-5. Данный сплав имеет меньшую плотность по сравнению со сталями, что существенно влияет на величины напряжений при статическом нагружении от действия центробежных сил (ЦБС).

В результате анализа существующих и применяемых в турбиностроении титановых сплавов для повышения надежности, эрозионной стойкости и износостойкости выбран титановый сплав Ti6Al4V [10]. Сравнительные характеристики сплавов ТС-5 и Ti6Al4V приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Сравнительные характеристики титановых сплавов

Характеристики материала	ТС-5	Ti6Al4V
$\sigma_{0,2}$, кгс/мм ²	75–90	≥82
σ_b , кгс/мм ²	≥83	≥92
δ , %	≥8	≥10
ψ , %	≥20	≥25
σ_{-1} , кгс/мм ²	35–46	≥45
Твердость НВ	269–341	255–341
Эрозионная стойкость	1,0	1,1–1,2
Износостойкость	1,0	1,1–1,2



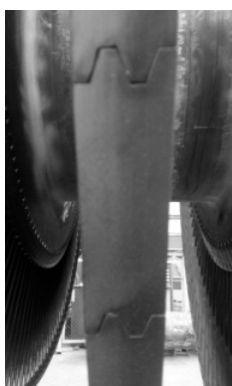
Рис. 1 – Эрозионный износ входных кромок рабочих лопаток



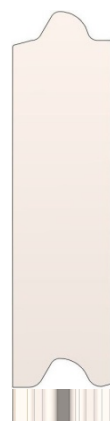
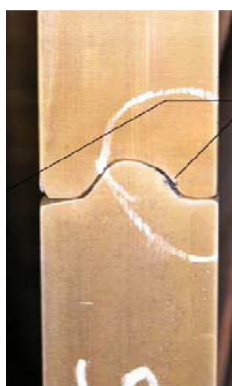
Рис. 3 – Форма периферийного плоского бандажа



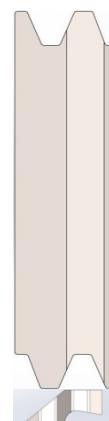
Рис. 4 – 3-D-модель рабочей лопатки



а



б



в

Рис. 2 – Варианты конструкций бандажных полок:
а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3

Конструкция лопатки предусматривает два отверстия под промежуточные связи на расстоянии 520 мм и 870 мм от корневого сечения соответственно, а также полочную бандажную связь на периферии для демпфирования колебаний (рис. 4).

Обеспечение конструкционной прочности длинных лопаток в значительной мере определяется степенью неравномерности распределения напряжений в зонах резкого формоизменения [11]. Определение напряженно-деформированного состояния (НДС) лопатки, хвостового соединения выполнено по методикам АО «Турбоатом» и методом конечных элементов (МКЭ).

В результате расчета на прочность определены напряжения растяжения от ЦБС (рис. 5), напряжения изгиба от парового усилия (рис. 6) и суммарные напряжения растяжения по высоте лопатки (рис. 7).

Расчет на прочность МКЭ предусматривает правильное определение граничных условий, сетки конечных элементов профильной части и цик-

лосимметрию в окружном направлении. Сетка конечных элементов и результаты расчета лопатки при статическом нагружении представлены в виде распределения эквивалентных напряжений – рис. 8.

Максимальные напряжения 403 МПа имеют место на спинке рабочей лопатки ближе к корневой части, что свидетельствует о правильно выбранной установке лопатки в радиальном направлении.

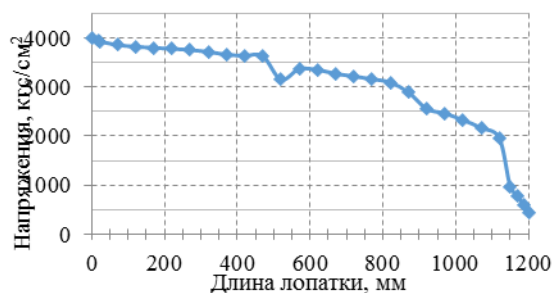


Рис. 5 – Напряжения растяжения от ЦБС

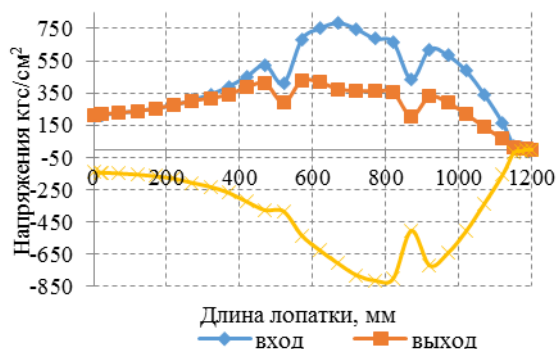


Рис. 6 – Напряжения изгиба от парового усилия

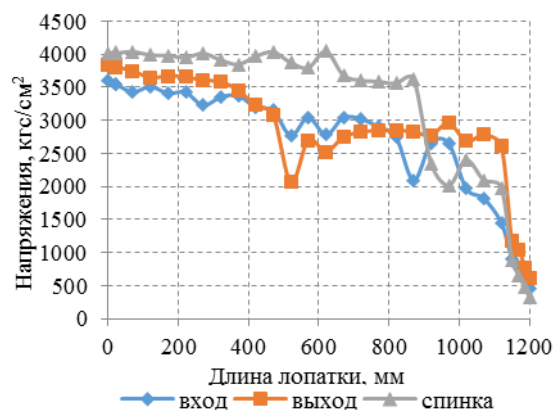


Рис. 7 – Суммарные напряжения

По результатам расчета видно, что каждый зуб хвостового соединения нагружен неравномерно. Эквивалентные напряжения для третьего зуба 242 МПа, для второго зуба 268 МПа, для первого зуба 365 МПа. Напряжения изгиба и смятия для второго и третьего зуба близки друг к другу и не превышают допустимых. Расчет принятой конструкции хвостового соединения показал симметричное распределение нагрузки по левым и правым зубьям, невысокие концентрации напряжений в радиусных переходах.

Геометрические размеры и конструктивные элементы профильной части и хвостового соединения рассчитываемой рабочей лопатки 1200 мм удовлетворяют условиям прочности.

Согласно РТМ 108.021.106-77 «Расчет на статическую прочность лопаток паровых турбин» [12] запас прочности по суммарным напряжениям в лопатках $n_T = \sigma_{0,2}/\sigma_{сум} \geq 1,5$, где $\sigma_{0,2}$ – предел текучести материала лопатки при рабочей температуре; $\sigma_{сум}$ – максимальные расчетные суммарные напряжения от ЦБС и паровой нагрузки.

В соответствии с полученными результатами, запас прочности по суммарным напряжениям $n_T = 2,14$ (при допустимом $n_T \geq 1,5$), что удовлетворяет требованиям РТМ 108.021.106-77.

Неравномерность парового потока по окружности проточной части, вибрация ротора и другие

причины приводят к возникновению возмущающих сил. Вибрация лопаток, вызванная этими силами, приводит к их поломкам [13].

Вибрационные расчеты единичной лопатки принятой конструкции выполнены по методике АО «Турбоатом» и МКЭ.

В суммарных перемещениях лопатки наряду с перемещениями в тангенциальном направлении присутствует большая аксиальная составляющая. Однако сравнение этой формы колебаний с последующими позволяет говорить о преобладающем характере тангенциальных колебаний и классифицировать частоту 27,198 Гц как первую форму тангенциальных колебаний (рис 9а). На рис. 9 отображены суммарные перемещения при колебаниях с частотой:

- а) 27,198 Гц – 1 собственная частота, 1 форма тангенциальных колебаний;
- б) 54,418 Гц – 2 собственная частота, 1 форма аксиальных колебаний;
- в) 133,32 Гц – 3 собственная частота, 2 форма аксиальных колебаний;
- г) 185,46 Гц – 4 собственная частота, 1 форма крутильных колебаний.

Формы и значения собственной частоты, рассчитанных по двум методикам, показывают правильность выполнения расчетов (табл. 2).

Таблица 2 – Значения собственной частоты

Номер частоты	Значение собственной частоты МКЭ, Гц	Значение собственной частоты АО «Турбоатом», Гц	Форма собственной частоты
1	27,198	25,023	тангенциальная форма с большой аксиальной составляющей
2	54,418	50,96	аксиальная форма
3	133,32	116,68	2 форма аксиальных колебаний
4	185,46	166,631	крутильная форма

Выполнен расчет облопаченного диска. Определены динамические частоты собственных колебаний (Гц) для различных частот вращения ротора при 3...7 узловых диаметрах (у.д.):

	30 с ⁻¹	50 с ⁻¹
1 форма, 3 у.д.	102,43	125,76
1 форма, 4 у.д.	105,56	127,91
1 форма, 5 у.д.	107,85	129,66
2 форма, 5 у.д.	237,30	280,42
2 форма, 6 у.д.	243,83	286,19
2 форма, 7 у.д.	249,20	291,04

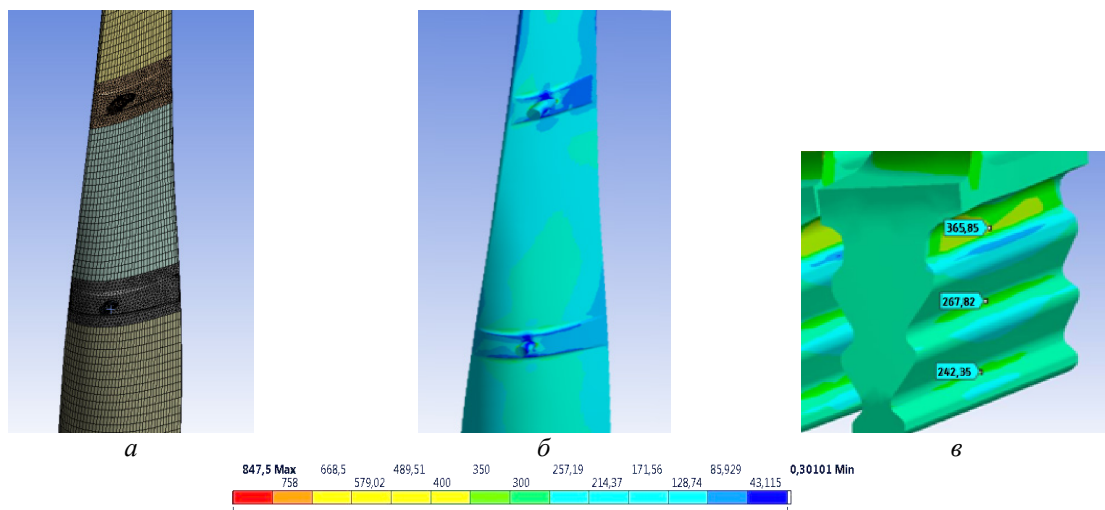


Рис. 8 – Напряженное состояние лопатки:
 а – конечноэлементная сетка; б – профильная часть; в – хвостовая часть

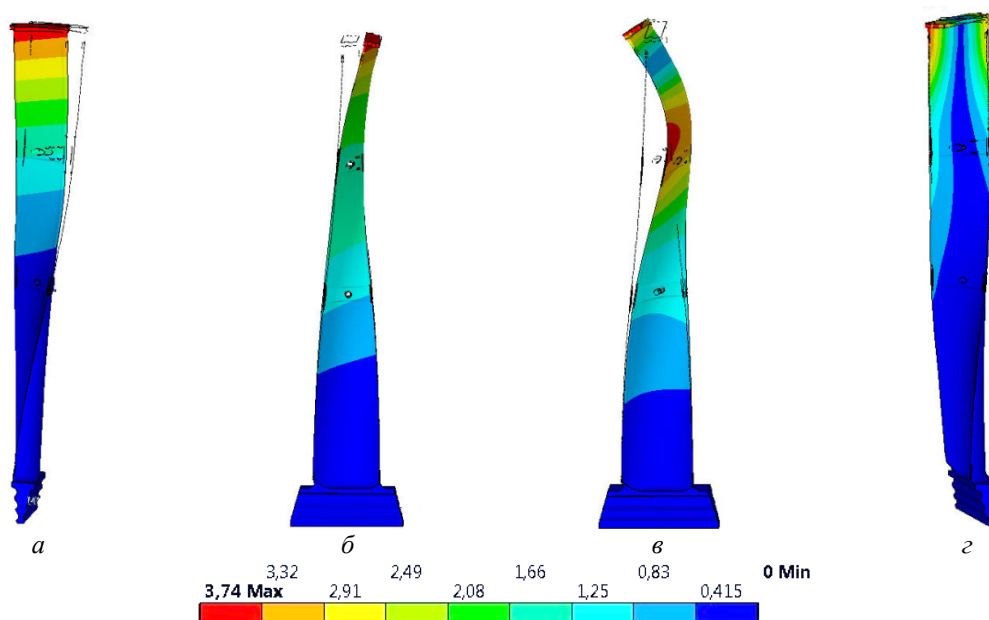


Рис. 9 – Перемещения при разных значениях собственной частоты

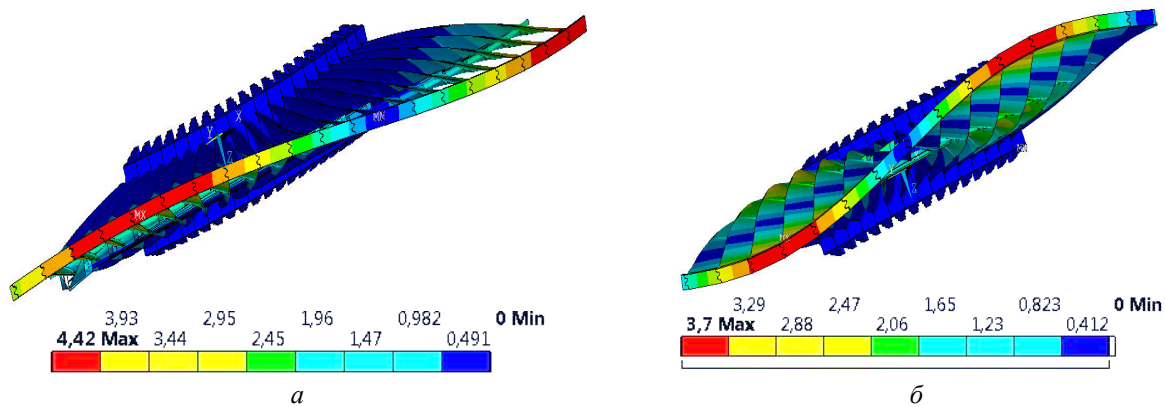


Рис. 10 – Колебание рабочего колеса ступени ЦНД:
 а – 1 форма колебаний; б – 2 форма колебаний

40 с ⁻¹		70 с ⁻¹	
1 форма, 3 у.д.	113,64	1 форма, 3 у.д.	151,24
1 форма, 4 у.д.	116,22	1 форма, 4 у.д.	152,80
1 форма, 5 у.д.	118,20	1 форма, 5 у.д.	154,25
2 форма, 5 у.д.	257,54	2 форма, 5 у.д.	330,20
2 форма, 6 у.д.	263,72	2 форма, 6 у.д.	335,34
2 форма, 7 у.д.	268,87	2 форма, 7 у.д.	339,60

Первая форма критических колебаний облопаченного диска находится между лучами 2-ой и 3-ей кратностей к оборотам и должна быть отстроена от резонансов с соответствующими кратностями. Запасы между рабочими и критическими частотами вращения составили: 68 % (при необходимых 10 %) для 2-ой кратности, 27 % (при необходимых 7 %) для 3-ей кратности. Вид колебаний первой формы при критической частоте вращения 36,55 с⁻¹ с 3-мя узловыми диаметрами представлена на рис. 10а.

Вторая форма критических колебаний облопаченного диска находится между лучами 5-ой и 6-ой кратностями к оборотам и должна быть отстроена от резонансов с соответствующими кратностями. Запасы между рабочими и критическими частотами вращения составили: 24 % (при необхо-

димых 5 %) для 5-ой кратности, 7,5 % (при необходимых 4 %) для 6-ой кратности. Вид колебаний второй формы при критической частоте вращения 46,25 с⁻¹ с 6-тью узловыми диаметрами представлена на рис. 10б.

Для проектируемой лопатки Кэмпбелл-диаграмма построена по результатам расчёта собственных частот при условии циклической симметрии модели (рис. 11).

По результатам выполненных вибрационных расчетов облопачивания лопатка $L = 1200$ мм имеет удовлетворительные вибрационные характеристики для бандажной полки. В отстраиваемом диапазоне (до 310 Гц) находятся две формы критических колебаний. Первая форма критических колебаний облопаченного диска находится между лучами 2-ой и 3-ей кратностей к оборотам, вторая форма критических колебаний облопаченного диска находится между лучами 5-ой и 6-ой кратностями к оборотам. Обе формы отстроены от резонансов с соответствующими кратностями согласно требованиям РТМ 108.021.03-77 «Нормы на вибрационную отстройку лопаток паровых турбин» [14].

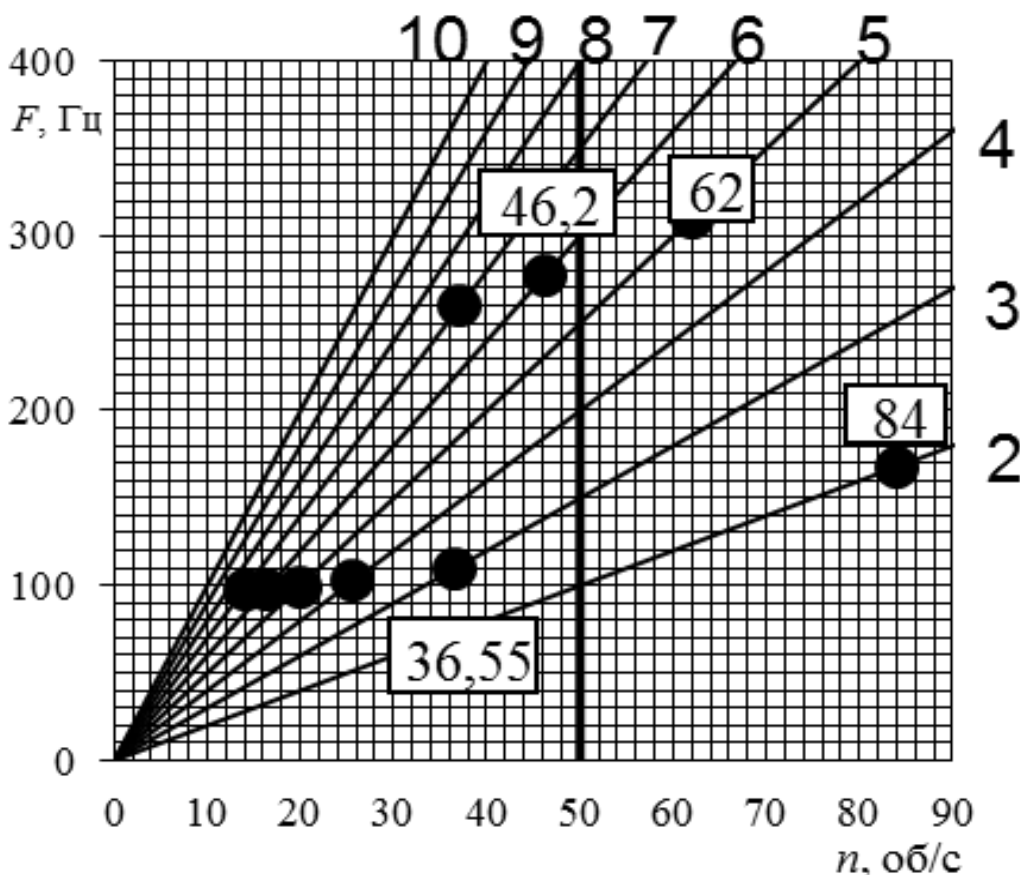


Рис. 11 – Кэмпбелл-диаграмма облопаченного диска: 2–10 – лучи возмущающих сил (кратности к оборотам)



Рис. 12 – Контрольная сборка на технологическом диске

В соответствии с выполненными расчетами рабочей лопатки из титанового сплава Ti6Al4V длиной 1200 мм разработан полный комплект конструкторской документации.

Технология изготовления предусматривает контрольную сборку на технологическом диске (рис. 12) с выполнением подгонки контактных поверхностей периферийного бандажа согласно требованиям конструкторской документации. Сборка лопаток на технологическом диске позволяет существенно уменьшить сроки монтажа на станциях, что является важным фактором в период плановых ремонтов.

Выводы

Приведены основные результаты конструкторских расчетов титановой лопатки цилиндра

низкого давления с длиной активной части 1200 мм, которая выпускается АО «Турбоатом». Показано соответствие указанных лопаток техническим требованиям, предъявляемым к таким объектам.

Рабочие лопатки из титанового сплава Ti6Al4V производства АО «Турбоатом» успешно эксплуатируются на турбинах типа К-1000-60/3000 Южно-Украинской и Хмельницкой атомных станциях.

Список литературы

1. Косяк Ю. Ф. *Паротурбинные установки атомных электростанций*. Москва: Энергия, 1978. 312 с.
2. Трухний, А. Д. *Стационарные паровые турбины*. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Энергоатомиздат, 1990. 640 с.
3. Vaferi K., Nekahi S., Vajdi M., Sadegh Moghanlou F., Shokouhimehr M., Motallebzadeh A., Sha J., Shahedi Asl M. Heat transfer, thermal stress and failure analyses in a TiB₂ gas turbine stator blade. *Ceramics International*. 2019. V. 45, Iss. 15,

- pp. 19331–19339. ISSN: 02728842. doi: 10.1016/j.ceramint.2019.06.184
4. Brotzu A., Capata R., Felli F., Pilone D., Sciubba E. Preliminary Design, Modeling, Production, and First Evaluation tests of a Ti-Al Gas Turbine Blade. *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*. 2017. Vol. 139, Iss. 3. pp. 1847–1853, ISSN: 00944289. doi: 10.1115/1.4035894
 5. Luxa M., Šimurda D., Fořt J., Fürst J., Šafařík P., Synáč J., Rudas B. Aerodynamic investigation of the tip section for titanium blade 54". *11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC 2015; Faculty of Sciences for Physical Activity and Sport (INEF) of Technical University of Madrid (UPM), Madrid, Spain; 23–27 March 2015*. pp. 1-8
 6. Ma H., Yin F., Wu Z., Tai X., Wen B. Nonlinear vibration response analysis of a rotor-blade system with blade-tip rubbing. *Nonlinear Dynamics*. 2016. Vol. 84, Iss. 3. pp. 1225–1258. ISSN: 0924090X. doi: 10.1007/s11071-015-2564-5
 7. Hlous J., Misek T., Kubin Z., Mestanek P. Development of a new titanium 54" LSB – Static and dynamic assessment. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal; Canada; 15–19 June 2015*. pp.24-32
 8. Шубенко-Шубин Л. А., Тарелин А. А., Антипцев Ю. П. *Оптимальное проектирование последней ступени мощных паровых турбин*. Киев: Наукова думка, 1986. 228 с.
 9. Индурский М. С., Ржезников Ю. В. Метод расчета осесимметричного потока в ЦНД паровых турбин. *Теплоэнергетика*. 1977. № 10. С. 17–20.
 10. Колачев Б. А., Ливанов В. А., Буханова А. А. *Механические свойства титана и его сплавов*. Москва: Металлургия, 1974. 544 с
 11. Подгорный А. Н., Сухинин В. П., Меллерович Г. Н., Ингульцов В. Л. *Напряжения и деформации в деталях паровых турбин*. Киев: Наукова думка, 1978.
 12. *РТМ 108.021.106-77 Расчет на статическую прочность лопаток паровых турбин*.
 13. Левин А. В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д. *Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин*. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. 710 с.
 14. *РТМ 108.021.03-77 Нормы на вибрационную отстройку лопаток паровых турбин*.
 - (2019), "Heat transfer, thermal stress and failure analyses in a TiB₂ gas turbine stator blade", *Ceramics International*, vol. 45, iss. 15, pp. 19331–19339.
 4. Brotzu A., Capata R., Felli F., Pilone D., Sciubba E. (2017), "Preliminary Design, Modeling, Production, and First Evaluation tests of a Ti-Al Gas Turbine Blade", *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*, vol. 139, iss. 3, pp. 1847–1853, ISSN: 00944289. doi: 10.1115/1.4035894
 5. Luxa M., Šimurda D., Fořt J., Fürst J., Šafařík P., Synáč J., Rudas B. (2015), "Aerodynamic investigation of the tip section for titanium blade 54\"", *11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC 2015; Faculty of Sciences for Physical Activity and Sport (INEF) of Technical University of Madrid (UPM), Madrid, Spain; 23–27 March 2015*.
 6. Ma H., Yin F., Wu Z., Tai X., Wen B. (2016), "Nonlinear vibration response analysis of a rotor-blade system with blade-tip rubbing", *Nonlinear Dynamics*, vol. 84, iss. 3, pp. 1225–1258, ISSN: 0924090X. doi: 10.1007/s11071-015-2564-5
 7. Hlous J., Misek T., Kubin Z., Mestanek P. (2015), "Development of a new titanium 54" LSB – Static and dynamic assessment", *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal; Canada; 15 – 19 June 2015*.
 8. Shubenko-Shubin L. A., Tarelin A. A., Antipcev Ju. P. (1986), *Optimal'noe proektirovanie poslednej stupeni moshnykh parovykh turbin* [Optimal design of the last stage of powerful steam turbines], Naukova dumka, Kiev, 228 p.
 9. Yndurskiy M. S., Rzheznykov Yu. V. (1977), "Metod rascheta osesimmetrichnogo potoka v CND parovykh turbin [Method for calculating axisymmetric flow in LPC of steam turbines]", *Teploenergetika* [Power Engineering], no 10, pp. 17–20.
 10. Kolachev B. A., Livanov V. A., Buhanova A. A. (1974), *Mekhanicheskie svoystva titana i ego splavov* [mechanical properties of titanium], Metallurgy, Moscow, 544 p.
 11. Podgorniy A. N., Suhinin V. P., Mellerovich G. N., Ingul'cov V. L. (1978), *Naprjazheniya i deformatsii v detal'akh parovykh turbin* [Stress and strain in the details of steam turbines], Naukova dumka, Kiev.
 12. RTM 108.021.106-77 Raschet na staticheskuju prochnost' lopatok parovykh turbin [Calculation of the static strength of steam turbine blades].
 13. Levin A. V., Borishanskij K. N., Konson E. D. (1981), *Prochnost' i vibracija lopatok i diskov parovykh turbin* [Durability and vibration of blades and disks of steam turbines], Mashynostroenye, 710 p.
 14. *РТМ 108.021.03-77 Normy na vibracionnuju otstrojku lopatok parovykh turbin* [Standards for vibration tuning of steam turbine blades].

References (transliterated)

Поступила (received) 12.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шерфедінов Різа Бахтіярович (Шерфедінов Різа Бахтіярович, Sherfedinov Riza) – заступник начальника конструкторського відділу АТ «Турбоатом», Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5947-7802>.

Ищенко Михайло Григорович (Ищенко Михаил Григорьевич, Ishchenko Mykhailo) – начальник технологічного відділу АТ «Турбоатом», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2251-5104>.

Сластьон Любов Олександрівна (Сластьон Любовь Александровна, Slaston Liubov) – начальниця лабораторії жароміцних матеріалів центральної заводської лабораторії АТ «Турбоатом», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9268-8134>.

Альохіна Світлана Вікторівна (Алѣхина Светлана Викторовна, Alyokhina Svitlana) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: alyokhina@ipmach.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2967-0150>.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, О. О. ТКАЧЕНКО**ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБИНИ Т-250/300-240**

Досліджено тепловий та напружено-деформований стан ротора високого тиску парової турбіни Т-250/300-240 з урахуванням результатів ремонтно-відновлювальних робіт; проведено оцінку малоциклової та статичної утомленості, залишкового ресурсу; порівняння циклічної пошкоджуваності, залишкового напруження та ресурсу ротора ЦВТ до та після проведення ремонтно-відновлювальних робіт з урахуванням уточнених коефіцієнтів запасу. Об'єктом дослідження є подовження терміну експлуатації парової турбіни Т-250/300-240. Предметом дослідження є оцінка малоциклової та статичної утомленості, теплового і напружено-деформованого стану, пошкоджуваності, залишкового ресурсу ротора ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240 з врахуванням конструктивних змін та схемних рішень. Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні, на підставі розрахункових досліджень, актуальної проблеми управління ресурсом енергетичного обладнання, а саме: удосконалено визначення теплового та напружено-деформованого стану ротора ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240; оцінено малоциклово та статичну утомленість і сформувані пропозиції щодо підвищення надійності роботи РВТ; удосконалено оцінку і порівняння залишкового ресурсу до і після конструктивних змін з урахуванням уточнених коефіцієнтів запасу. Практичне значення одержаних результатів вклучає отримані розрахункові дані, щодо ТС, НДС та залишкового ресурсу турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» з урахуванням реальних умов експлуатації та результатів ремонтних робіт і обґрунтовані рекомендації, щодо можливості продовження роботи турбіни.

Ключові слова: ротор високого тиску, пуск з холодного стану, з гарячого стану, з неостиглого стану, залишковий ресурс, малоциклова втома, довготривала міцність.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, А. А. ТКАЧЕНКО**ОСТАТОЧНЫЙ РЕСУРС РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ Т-250/300-240**

Исследовано ТС и НДС ротора высокого давления паровой турбины Т-250/300-240 с учетом результатов ремонтно-восстановительных работ; проведена оценка малоцикловой и статической усталости, а также остаточного ресурса; сравнения циклической повреждаемости, остаточной наработки и ресурса ротора ЦВД до и после проведения ремонтно-восстановительных работ с учетом уточненных коэффициентов запаса. Объектом исследования является продление срока эксплуатации паровой турбины Т-250/300-240. Предметом исследования является оценка малоцикловой и статической усталости, теплового и напряженно-деформированного состояния, повреждаемости, остаточного ресурса ротора ЦВД паровой турбины Т-250/300-240 с учетом конструктивных изменений и схемных решений. Научная новизна исследования заключается в решении, на основании расчетных исследований, актуальной проблемы управления ресурсом энергетического оборудования, а именно: усовершенствована методика определения теплового и напряженно-деформированного состояния ротора ЦВД паровой турбины Т-250/300-240; оценена малоцикловая и статическая усталость и сформированы предложения по повышению надежности работы РВД; усовершенствована оценка и выполнено сравнение остаточного ресурса до и после конструктивных изменений с учетом уточненных коэффициентов запаса. Практическое значение полученных результатов включает полученные расчетные данные относительно ТС, НДС и остаточного ресурса турбины Т-250/300-240 ЧАО «Киевская ТЭЦ-5», с учетом реальных условий эксплуатации и результатов ремонтных работ, и обоснованные рекомендации по возможности продолжения работы турбины.

Ключевые слова: ротор высокого давления, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, остаточный ресурс, малоцикловая усталость, длительная прочность.

О. CHERNOUSENKO, O. TKACHENKO**INDIVIDUAL SERVICE LIFE-TIME OF THE HIGH PRESSURE ROTOR OF THE STEAM TURBINE T-250/300-240**

Research of the TC and the SSS of the high pressure rotor of the steam turbine T-250/300-240 taking into account the results of repair and restoration works; estimation of low cycle and static wear, as well as residual resource; comparison of cyclic damage, residual working time and CHP rotor life before and after repair and restoration works, taking into account the adjusted stock ratios. The object of the study is to extend the life of the steam turbine T-250/300-240. The subject of the study is the assessment of low cycle and static wear, thermal and stress-strain state, damage, residual life of the CHP rotor of the steam turbine T-250/300-240, taking into account structural changes and circuitry. The scientific novelty of the obtained results consists in solving, on the basis of settlement research, the actual problem of managing the resource of energy equipment, namely: improved determination of the thermal and stress-deformed state of the CHP rotor of the steam turbine T-250/300-240; The evaluation of low cycle and static tiredness and the formulated proposals for increasing the reliability of the work of RHP; the evaluation and comparison of the residual resource before and after structural changes with the account of the adjusted stock factors is improved. The practical significance of the results obtained includes the calculated data regarding the TC, SSS and the residual life of the turbine T-250/300-240 at the Kyiv TPP-5 PJSC, taking into account the actual operating conditions and the results of the repair work, and the recommendations are based on the possibility of continuing the operation of the turbine.

Key words: high pressure rotor, start-up from cold state, start-up from still hot from previous state, start-up from warm state, residual service life-time, low-cycle fatigue, long-term strength.

Вступ

Значна частина парових турбін Т-250/300-240, при роботі в базових і маневрових режимах, вичерпали або наближаються до вичерпання свого паркового ресурсу. Під час експлуатації в облад-

нанні виникають пошкодження, проводяться ремонтно-відновлювальні роботи, спрацьовується ресурс основних вузлів у зв'язку з втомою металу, що негативно впливає на здатність обладнання ефективно та безперебійно працювати в енергосистемі України. Тому важливим є дослідження теп-

© О. Ю. Черноусенко, О. О. Ткаченко, 2019

лофікаційних турбоустановок, що відпрацювали свій парковий ресурс, для прогнозування залишкового ресурсу та продовження їх строку експлуатації [1, 2]. В умовах різкого зростання вартості модернізації, особливо виготовлення нового турбінного обладнання, і з урахуванням того, що ряд турбін цього типу знаходиться в цілком задовільному стані, вельми актуальною стала проблема уточненого розрахункового аналізу для можливості (за умовами міцності і довговічності) подальшого продовження індивідуального ресурсу турбін цього типу в залежності від фактичного стану металу, динаміки пошкоджуваності.

Основними факторами, що визначають вичерпання ресурсу, є нестаціонарні температурні та силові впливи робочого середовища на елементи установки, що викликають зміну теплового стану, високотемпературну повзучість металу і циклову втому, пов'язану з циклічними навантаженнями в пуско-зупиночних режимах. Також суттєвим стає статична пошкоджуваність на базових режимах роботи для обладнання, що вичерпало парковий ресурс.

У ряді випадків ступінь небезпеки ерозійних та корозійних пошкоджень може бути оцінена лише на основі експериментальних даних (або досвіду експлуатації) про потенційну небезпеку розвитку тріщин при таких пошкодженнях.

Пошкодження роторів парових турбін може бути обумовлено різними причинами: наявність в металі металургійних дефектів, порушення технології виготовлення ротора, відхилення від діючих стандартів і помилки при проектуванні, порушення пуско-зупиночних режимів і експлуатаційних інструкцій, низька якість ремонту [2, 3].

Прогнозування фактичного ресурсу роторів парових турбін в даний час є одним з основних завдань діагностики роторів з великим напруженням і зі складними умовами навантаження. Складність оцінки експлуатаційної надійності суцільно кованих роторів пов'язана з наявністю в них декількох високонавантажених зон, в яких пошкоджуваність накопичується за різними механізмами.

Довговічність і міцність ротора залежать від його теплового та напружено-деформованого станів. Якщо для елементів корпусів турбін може бути безпосередньо проведено вимірювання поля температур, то для роторів такий спосіб неможливий, і тому розрахункове дослідження є основною інформацією для оцінки ресурсу їх роботи [4].

В роботі [4] перевага надавалась РВТ, а саме тепловим канавкам в зоні входу та на середині проміжного ущільнення ротора ВТ. Було доведено, що швидкість пуску обмежують напруження в роторі ЦВТ, висунуто пропозицію щодо можливості зниження напружень шляхом попереднього

прогріву ротора при мінімально можливій частоті обертання ротора не менше 500 хв.⁻¹.

Для компенсаційних канавок термічні напруги є визначальними з точки зору ймовірності появи тріщин на пускових режимах роботи, але канавки не визначають ресурс турбін в базовому режимі. Повний ресурс ротора складається з часу від зародження тріщини до її поширення до критичного розміру. У зоні обода диска і осевого каналу визначальними є напруги, що спричинені відцентровими силами та змінюються в часі внаслідок повзучості. Циклічно діючі напруги для тієї та іншої зони нижче межі текучості і пошкоджуваність тут невелика. За момент руйнування приймається час, коли коефіцієнт інтенсивності або розкриття тріщини досягає критичних значень [5].

Зростання тріщини є наслідком дії як стаціонарних, так і циклічних напружень. Для ободів і осевого каналу циклічні напруги нижче межі текучості, їх впливом можна знехтувати тільки на стадії до зародження тріщини, в стадії росту вони істотно впливають на результат [6].

Мета роботи

Метою дисертаційної роботи є визначення залишкового ресурсу парової турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» та обґрунтування можливостей подовження експлуатації за допомогою мало витратних технологій модернізації та керування залишковим ресурсом. Поставлена мета досягається шляхом вирішення наступних завдань: розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану ротору ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5»; визначення найбільш напружених зон ротору ЦВТ турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5»; оцінка малоциклової та статичної втоми, а також залишкового ресурсу ротору ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» з урахуванням результатів ремонтно-відновлювальних робіт; порівняння циклічної пошкоджуваності, залишкового напруження та ресурсу ротора ЦВТ до та після проведення ремонтно-відновлювальних робіт з урахуванням уточнених коефіцієнтів запасу; формування пропозицій щодо шляхів продовження терміну експлуатації ротора ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5».

Моделювання ротору високого тиску парової турбіни Т-250/300-240

Парова теплофікаційна турбіна типу Т-250/300-240 Уральського турбомоторного заводу з проміжним перегрівом і двома опалювальними відборами пари призначена для безпосереднього приводу турбогенератора типу ТВВ-320-2 Ле-

нінградського заводу «Електросила» і відпуску тепла для потреб опалення.

Свіжа пара від котла з тиском 240 кгс/см^2 і температурою $540 \text{ }^\circ\text{C}$ підводиться в середню частину ЦВТ турбіни від двох окремих блоків клапанів по десяти пропускних трубах діаметром $168 \times 28 \text{ мм}$.

ЦВТ виконаний двоциліндровим і має 12 ступенів тиску. Його проточна частина має два послідовних потоки. У внутрішньому циліндрі розташована одновінцева регулююча ступінь і п'ять ступенів тиску, в зовнішньому циліндрі розташовані ще шість ступенів тиску. Пара, входячи у внутрішній циліндр, рухається в сторону переднього підшипника (лівий потік). Виходячи з внутрішнього циліндра, пара в просторі між циліндрами розвертається на 180° , омиває зовні внутрішній циліндр і проходить шість ступенів тиску зовнішнього циліндра (правий потік).

Ротор ЦВТ є суцільно кований, має 12 ступенів тиску, в тому числі одно-вінцеву регулюючу ступінь. Упорні диски і напівмуфта виконані заодно з ротором. Лопатковий апарат з 1-ої по 6-ту ступені виконаний лівого обертання. Робочі лопатки для зменшення перетоків пари мають осьові ущільнення біля кореня і по бандажу, а також радіальні надбандажні ущільнення. На ступенях 1–6 додатково передбачені радіальні ущільнення біля кореня лопатки.

На першому етапі перевірконого розрахунку було створено просторовий аналог РВТ із застосуванням програмного продукту *Solidworks* (рис. 1) з урахуванням технологічних вибірок матеріалу елементів обладнання. Ці вибірки утворилися при механічній обробці тріщин, розтріскувань і вимоїн на поверхні ротора. Технологічні вибірки матеріалу елементів обладнання отримані виходячи з експериментальних даних візуального контролю і магнітопорошкової діагностики (дані експлуатуючих організацій та лабораторій металу електричних станцій). Зміни проектної конструкції основних високотемпературних елементів парової турбіни на реальну конструкцію відповідно ремонтно-відновлювальних робіт, які виникли за період експлуатації, викличуть і певні зміни теплового, напружено-деформованого стану високотемпературних елементів парової турбіни і будуть впливати на загальний термін експлуатації. При цьому такий вплив буде не завжди направлений в сторону погіршення індивідуального ресурсу. Так, наприклад, проточка каналок роторів, з метою усунення тріщин, викликає зменшення рівня напружень і продовження ресурсу [7].

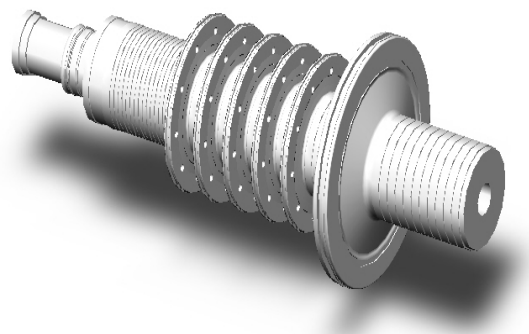


Рис. 1 – 3D просторовий аналог РВТ турбіни Т-250/300-240 (1–6 ступінь та кінцеві ущільнення)

Тепловий стан, напружено-деформований стан, малоциклова втома, статична пошкоджуваність і залишковий ресурс ротора ВТ

При оцінці залишкового ресурсу парової турбіни виконується розрахункова оцінка теплового (ТС), напружено-деформованого стану (НДС), малоциклової втоми (МЦВ), пошкодження і залишкового ресурсу ротора з урахуванням, як фактичних даних про режими експлуатації парової турбіни великої потужності і властивостей металу її основних елементів, так і ремонтно-відновлювальних заходів по основних елементах обладнання.

Для парових турбін ТЕС в сучасних умовах енергетичного ринку України через частого залучення їх до регулювання електричного навантаження при продовженні експлуатації актуальною стала не тільки оцінка залишкового напруження, а й визначення допустимої кількості пусків і можливості подальшої роботи в змінному графіку. При розрахунку допустимої кількості циклів до появи тріщин в цих умовах експериментальним шляхом уточнюються коефіцієнти запасу міцності по напруженням і деформації [5–7]. Для аналізу теплового, напружено-деформованого стану розглянуті три експлуатаційних режими: пуск з холодного стану по типу ХС ($t_{0\text{мет}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$), з неостиглого стану НС-1 ($t_{0\text{мет}} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$) і НС-2 ($t_{0\text{мет}} = 410 \text{ }^\circ\text{C}$).

Згідно типової інструкції поштовх ротора здійснюється відкриттям регулюючих клапанів високого тиску, при цьому частота обертання ротора підвищується спочатку до 800 об/хв . і далі, після контрольного огляду турбіни до $1300\text{--}1400 \text{ об/хв}$. На цій частоті робиться витримка близько $30\text{--}40 \text{ хв}$. При цьому значна витрата пара (близько 50 т/год.) зумовлює високі значення коефіцієнтів тепловіддачі від пари до ротора на різних ділянках на рівні $1500\text{--}2000 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$. Однак, існує можливість зниження коефіцієнтів тепловіддачі шляхом попереднього прогріву РВТ при мінімально можливій частоті обертання ротора (не більше 500 об/хв.). Цей прогрів здійснюється па-

рою, що пройшла через ЦВТ і скидається з гарячих ниток проміжного перегріву в конденсатор при закритих стопорних клапанах. При підвищенні температури свіжої пари до 0,8–1,0 МПа відкриттям регулюючих клапанів здійснюється поштовх ротора і підвищення частоти обертання до 500 об/хв. На цій частоті обертання робиться 40 хвилинна витримка, після чого частота обертання підвищується до 3000 об/хв. Такий захід дозволяє знизити температурні напруження в критичній зоні РВТ – ПП з 610 до 510 МПа на вході в ущільнення і з 740 до 650 МПа в районі 9-ї канавки.

Методика оцінки залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін детально наведена в роботі [8]. Граничні умови (ГУ) для РВТ розраховані із застосуванням графіків пусків з різних теплових станів у точках (рис. 2), що визначені нормативними документами [9]. РВТ виготовлений з низьколегованої хром молібден-ванадієвої сталі марки Р2МА (25Х1М1ФА), теплофізичні та фізико-механічні характеристики якої залежать від температури та задавалися відповідно [7].

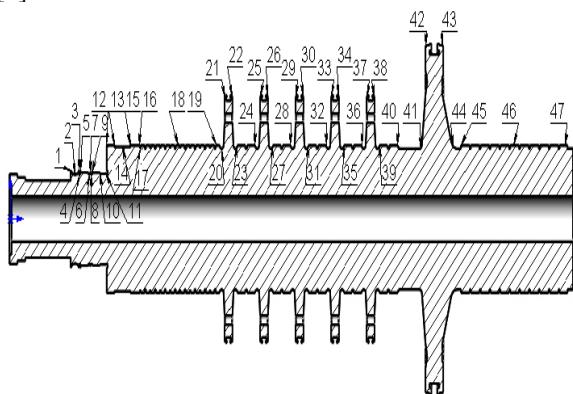


Рис. 2 – Нормативні точки визначення ГУ: 1–47 – Нормативні точки згідно [9]

Перед виконанням чисельного експерименту було виконано розбиття моделі на розрахункову сітку, що налічувала 250000 кінцевих елементів.

Розрахунковий аналіз теплового стану ротору ВТ показав, що максимальні різниці температур при пуску з ХС виникають в зоні діафрагмового ущільнення 2-го ступеня ($\Delta t_1 = 96 \text{ }^\circ\text{C}$), в зоні входу пари в ПУ ($\Delta t_2 = 117 \text{ }^\circ\text{C}$) і в зоні виходу пари з ПУ ($\Delta t_3 = 115 \text{ }^\circ\text{C}$). У всіх зазначених зонах радіальні різниці температур досягають свого максимального значення приблизно через 5 хв. після поштовху ротора (рис. 3).

При подальшому прогріванні різниця температур різко зменшується та максимальна радіальна нерівномірність температур спостерігається в зоні виходу пари з ПУ ($\Delta t_3 = 115 \text{ }^\circ\text{C}$), вона значно перевищує температурні різниці в інших зонах.

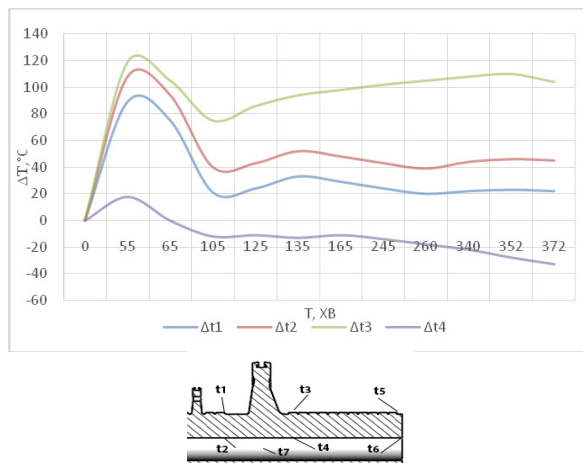


Рис. 3 – Градієнти температур при пуску з ХС

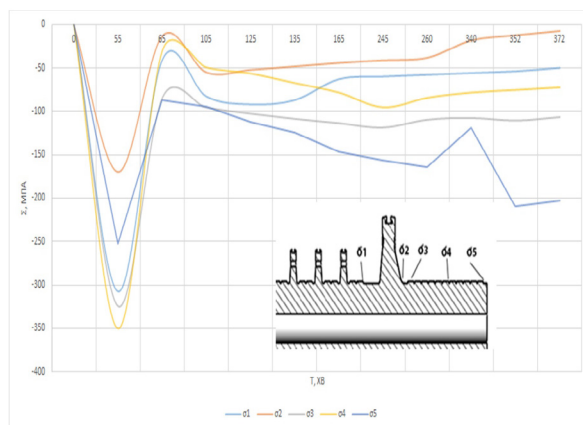


Рис. 4 – Розрахункові криві зміни тангенціальних температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240: σ_1 – температурні напруження на дні теплової канавки діафрагмового ущільнення 2-го ступеня; σ_2 – на поверхні передньої галтели диска РС; σ_3 – на дні теплової канавки в зоні входу в ПУ; σ_4 – на дні теплової канавки посередині ПУ; σ_5 – на дні теплової канавки в зоні виходу з ПУ

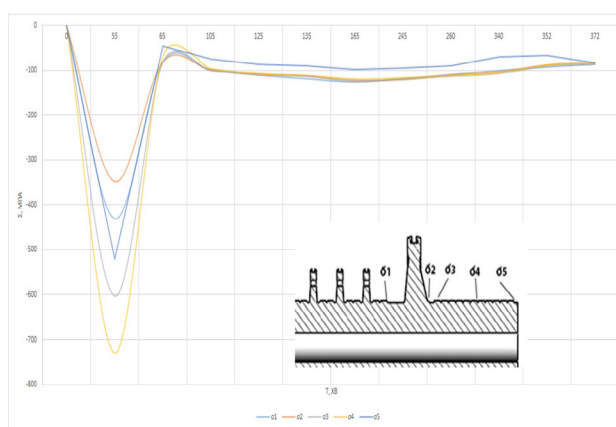


Рис. 5 – Розрахункові криві зміни осевих температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240: σ_1 – σ_5 – див. рис. 4

Причина цього явища полягає в наступному: пара, що омиває ротор в ПУ, має температуру лише на 10–50 °С нижче температури пари перед соплами РС. Це зниження відбувається внаслідок теплообміну з менш прогрітими, на початкових стадіях пуску, ділянками ротора і статора. Дроселювання пари при його русі по ущільненню призводить до незначного зниження температури пари на виході з ПУ. Таким чином, поверхня ротора в зоні виходу з ПУ омивається паром з досить високою температурою при значних коефіцієнтах тепловіддачі, а в зоні, що безпосередньо примикає до зазначеної, більш холодним паром, з температурою, що відповідає виходу з 6-го ступеня. В результаті в зоні виходу з проміжного ущільнення встановлюється вагоме двомірне температурне поле. Інтенсивний прогрів зовнішньої поверхні ротора, з одного боку, і перетікання тепла в глибинних шарах металу в сторону більш холодного перетину, з іншого боку, обумовлюють формування значних радіальних температурних різниць в цьому перерізі – до 100 °С.

Необхідно зазначити, що під диском РС РВТ турбіни Т-250/300-240 утворюється «холодна пляма», що обумовлено великою металоємністю та розмірами даної частини ротора.

Зонами виникнення найбільших температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240 є теплові канавки діафрагмового ущільнення 2-го (осьові напруження $\Delta\sigma_z^{\max} = -443$ МПа, тангенціальні напруження $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -268$ МПа), в зоні входу пари в проміжне ущільнення ($\Delta\sigma_z^{\max} = -607$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -326$ МПа), в зоні 9-ої канавки, що знаходиться посередині ПУ ($\Delta\sigma_z^{\max} = -732$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -354$ МПа) і в зоні виходу пари з ПУ ($\Delta\sigma_z^{\max} = -529$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -304$ МПа). Максимальні тангенціальні напруження σ_θ в цих зонах приблизно в 1,6 рази менше осьових напружень (рис. 4–5).

Максимальні напруження в РВТ в початковий момент пуску виникають на дні теплової канавки, що знаходиться приблизно посередині ПУ (9-та канавка). Напруження в цій зоні перевищують напруження в зоні входу і виходу з ПУ. Однак вже через 10 хв. після поштовху ротора напруження на середині ПУ стають менше напружень в зонах входу і виходу. Це явище обумовлене неоднозначним впливом двомірності температурного поля на температурні напруження. На початковому етапі прогріву різниця температур по радіусу ротора в кінцевих ділянках проміжного ущільнення виявляється менше, ніж на середині (внаслідок осьового відтоку теплоти в сторону диска РС і 7-го ступеня, відповідно). Однак внаслідок більш швидкого прогріву ділянки ротора на середині ПУ радіальна різниця температур в цій зоні починає швидко знижува-

тися, а радіальні різниці температур в зонах входу і виходу з ПУ продовжують залишатися значними внаслідок відтоку теплоти в глибинних шарах металу ротора в осьовому напрямку.

Приблизно через 50 хв. з моменту подачі пари в турбіну максимальні напруження в роторі спостерігаються в зоні виходу з ПУ. Причому осьова складова цих напружень невелика, але тангенціальні напруження ($\sigma_\theta = -220$ МПа) більш ніж в 2 рази перевищують напруження в інших критичних зонах.

Необхідно відзначити, що на початковому етапі пуску максимальні тангенціальні та осьові напруження в цій зоні спостерігаються на дні теплової канавки. При подальшому навантаженні осьові температурні напруження σ_z різко знижуються і навіть змінюють знак (виникають напруження розтягу), проте місце їх максимуму залишається колишнім. У той же час зона максимуму тангенціальних напружень σ_θ зміщується на поверхню ротора. Тангенціальні напруження в цій зоні досягають максимуму $\sigma_\theta = -220$ МПа через 3,5 години після поштовху ротора. Температура металу поверхні ротора в цій зоні в цей момент часу дорівнює 487 °С. Межа текучості металу ротора при цій температурі дорівнює 405 МПа, а межа тривалої міцності 235 МПа. Напруження на поверхні переддислової галтелі РС приблизно в 1,5–2 рази менше напружень на дні теплових канавок в вище перелічених зонах.

Тепловий стан ротору ВТ парової турбіни Т-250/300-240 № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» при пуску з холодного стану в різні моменти часу показано на рис. 6.

Зонами виникнення найбільших температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240 є теплові канавки діафрагмового ущільнення 2-го (осьові напруження $\Delta\sigma_z^{\max} = -443$ МПа, тангенціальні напруження $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -268$ МПа), в зоні входу пари в проміжне ущільнення ($\Delta\sigma_z^{\max} = -607$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -326$ МПа), в зоні 9-ої канавки, що знаходиться посередині ПУ ($\Delta\sigma_z^{\max} = -732$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -354$ МПа) і в зоні виходу пари з ПУ ($\Delta\sigma_z^{\max} = -529$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -304$ МПа).

Максимальні тангенціальні напруження σ_θ в цих зонах приблизно в 1,6 рази менше осьових напружень. Напруження по осях для номінального режиму показані на рис. 6б.

На основі аналізу діючих навантажень (температурних, навантажень від тиску, відцентрових, сил реакції опор, тощо) і температурних полів, а також отриманих максимальних і мінімальних значень напружень при стаціонарних та змінних режимах роботи обрано найбільш навантажені області елементів турбіни, для яких виконується перевірочний розрахунок на малоциклово втому.

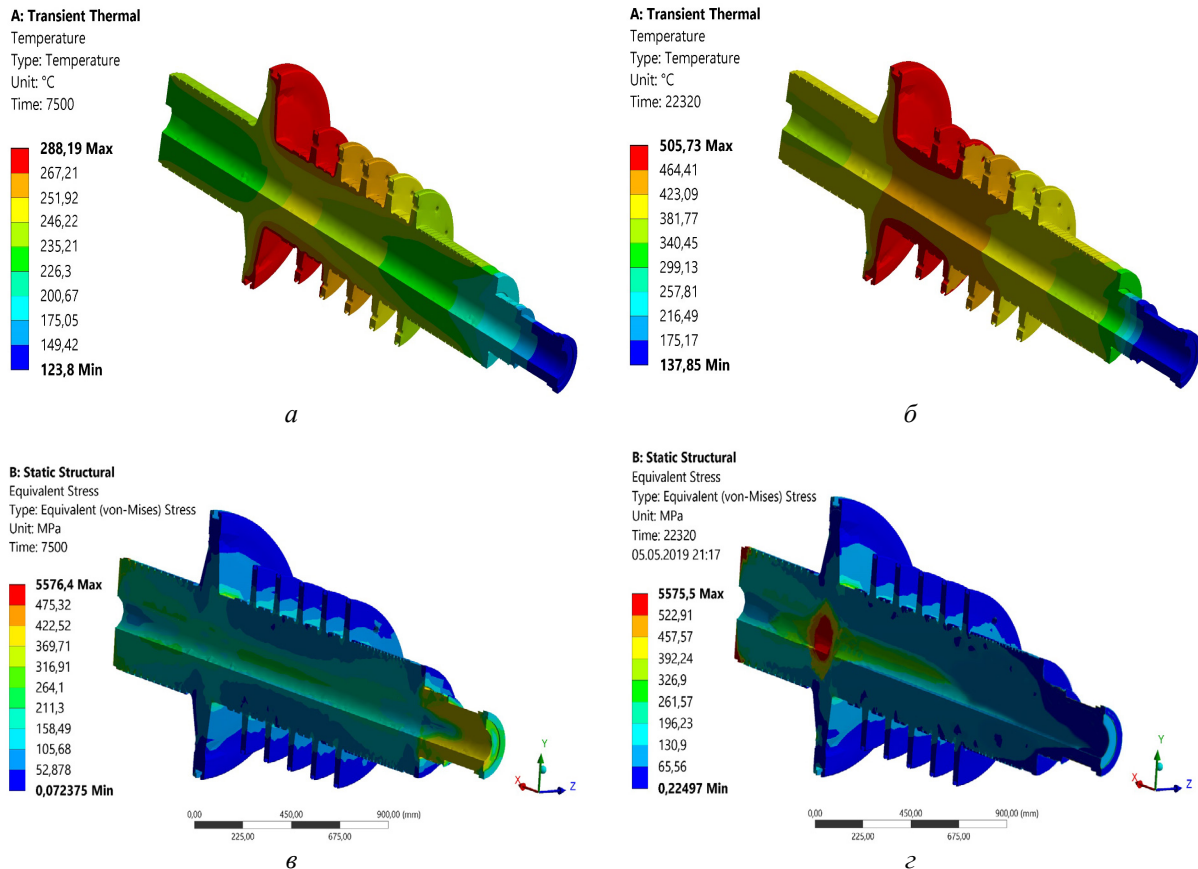


Рис. 6 – Тепловий і напружено-деформований стан РВТ при пуску з ХС (НС-1):
 а – ТС витримка на холостому ході (125 хв.); б – ТС номінальний режим;
 в – НДС на хх; г – НДС номінальний режим (372 хв.)

Для ротору ВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» визначаючий ресурсні показники, рівень інтенсивності сумарних напружень має місце в зоні РС, теплових канавок діафрагмового ущільнення 2-го, в зоні входу пари в проміжне ущільнення, в зоні 9-ої канавки, що знаходиться посередині ПУ і в зоні виходу пари з ПУ.

Розрахунок на малоциклову втому виконано з використанням методу Нейбера по амплітудам інтенсивності місцевих пружно-пластичних деформацій при розрахунковій температурі в цій області [7]. За розрахункову температуру приймається максимальна температура у вузлі, що розглядається і дорівнює температурі при номінальному режимі.

Розрахункова оцінка малоциклової втоми виконувалась з використанням комплексу програм НТУУ «КПІ» та програмних комплексів *ANSYS* і *SolidWorks Simulation*. У розрахунках застосовувалися експериментально отримані коефіцієнти запасу міцності по кількості циклів і деформацій. Перевищення коефіцієнтів запасу міцності на стадії проектування нового обладнання можна пояснити з точки зору відсутності досвіду експлуатації парових турбін, але після тривалої експлуатації можливо коригування коефіцієнтів запасу міцності

за кількістю циклів і деформацій за умови проведення додаткових досліджень металу. Крім того, проводилося визначення розрахункових температур металу ротора ЦВТ для подальшого їх використання при розрахунках кількості циклів до руйнування. Контрольна розрахункова температура металу в окремих точках приймалася по максимальній напрузі в зафіксований проміжок часу. Збільшення температури металу до номінальної, як цього вимагає нормативна документація [7], викликає необґрунтоване зменшення ресурсних характеристик елементів парових турбін і має сенс лише на етапі проектування нового обладнання, коли ще не відомо, як будуть себе вести нові конструкції в експлуатації.

На основі описаної вище методики оцінки допустимої кількості циклів до появи тріщин, сумарного пошкодження, залишкового допустимого напруження і залишкового терміну експлуатації, з урахуванням зростання тріщин отримано данні щодо залишкового ресурсу ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240.

Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з ХС, НС та ГС для п'яти контрольних точок 1 – температурні напруження на дні теплової канавки діафрагмового ущільнення 2-го ступеня;

2 – на поверхні передньої галтели диска РС; 3 – на дні теплової канавки в зоні входу в ПУ; 4 – на дні теплової канавки посередині ПУ; 5 – на дні теплової канавки в зоні виходу з ПУ наведені у табл. 1–4.

За даними ПАТ «Київська ТЕЦ-5» станом на 1.01.18 напрацювання енергоблоку № 3 складає 213 000 год. (середньорічне напрацювання 4953 год.) і 897 пусків з різних теплових станів, зокрема 114 пуски з ХС, 310 пуски з НС та 473 пусків з ГС. Енергоблок № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» введений в експлуатацію у грудні 1974 року.

З врахуванням оцінки малоциклової втоми, розрахункова оцінка пошкоджуваності основного металу ротору ВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» та індивідуального ресурсу представлена в табл. 5. Коефіцієнти запасу міцності за кількістю циклів і деформацій прийняті на рівні 5 та 1,5, а допустимий час до появи тріщин вибраний на рівні 370 тис. год. згідно рекомендацій [5, 6, 8]. Таким чином, розрахунковий ресурс металу РВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3

ПАТ «Київська ТЕЦ-5» вичерпаний на 97 % (п. 8 табл. 5).

Тоді, залишковий ресурс металу РВТ складає 5449 год. і подальша експлуатація його не можлива. Статична складова загальної пошкоджуваності може бути оцінена з використанням експериментальних кривих довготривалої міцності [5, 6]. У цьому випадку допустимий час до появи тріщин може бути збільшений до 450 тис. год. і статична складова загальної пошкоджуваності складе 47,4 %. Сумарна пошкоджуваність становить 87 %, залишковий ресурс металу РВТ складає 31455 год. і подальша експлуатація можлива впродовж 6 років. Допустиме додаткове розрахункове число пусків для РВТ складе близько 503 пуски в самому консервативному варіанті, коли в розрахунку використано мінімальну допустиму кількість пусків 1400 при пуску з ХС. Запаси короточасної статичної міцності ротору ніде не виходять за межі допустимих ($n'_r, n''_r \geq 1,6$), що дозволяє подальшу експлуатацію до наступного планово-попереджувального ремонту.

Таблиця 1 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з ХС

№	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °С	E , ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a,пр}$, %
1	165,32	502	179,98	-0,249	549	412,12	434,92	0,1326
2	118,82	505	179,93	-0,383	551	413,03	282,53	0,0125
3	93,63	497	180,43	-0,136	552	413,87	315,42	0,0423
4	71,26	483	181,72	-0,418	553	414	486,17	0,0971
5	79,71	492	181,05	-0,231	552	413,93	319,69	0,0753

Таблиця 2 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з НС

№	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °С	E , ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a,пр}$, %
1	114,31	502	179,98	-0,132	549	412,12	294,95	0,1268
2	93,52	505	179,93	-0,835	551	413,03	284,9	0,0115
3	69,79	497	180,43	-0,526	552	413,87	324,49	0,0375
4	71,57	483	181,72	-0,428	553	414	414,11	0,0485
5	66,73	492	181,05	-0,832	552	413,93	303,56	0,0667

Таблиця 3 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з ГС

№	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °С	E , ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a,пр}$, %
1	85,32	502	179,98	-0,324	549	412,12	282,64	0,0556
2	78,82	505	179,93	-0,241	551	413,03	268,37	0,1102
3	53,63	497	180,43	-0,468	552	413,87	312,75	0,0653
4	48,26	483	181,72	-1,000	553	414	394,93	0,0265
5	54,71	492	181,05	-0,053	552	413,93	307,53	0,0454

Таблиця 4 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з різних теплових станів РВТ

Тип пуску	Температура по товщині ротора t_{max} , °С	Інтенсивність напружень σ_i , МПа	Приведена деформація $\varepsilon_{a,пр}$, %	Допустиме число пусків N_d
ГС	505	231,7	0,1102	3300
НС	505	195,3	0,1268	1800
ХС	505	276,6	0,1326	1400

Таблиця 5 – Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу РВТ енергоблоку № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5»

Найменування	Формула	Значення
1 Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	505
2 Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{max}}, \text{МПа}$	276,6
3 Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	528
4 Запас міцності по σ_{imax}	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{imax}}$	5,14
5 Допустиме число циклів по різним типам пусків	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ГС}} = 473$	3300
	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{НС}} = 310$	1800
	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ХС}} = 114$	1400
6 Циклічна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pl}]$	0,399
7 Статична пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum t_i / [t_{pl}]$	0,576/0,474
8 Сумарна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{сум}}] = [\Pi_{\text{ц}}] + [\Pi_{\text{ст}}]$	0,975/0,873
9 Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	897
10 Поточне напрацювання	$T, \text{год.}$	213000
11 Середньорічне напрацювання	$T_{\text{річ}} = Tz, \text{год.}$	4953,49
12 Залишкове напрацювання в роках	$G = 1 - [\Pi'] / [\Pi'']$, років	1,1/6,35
13 Залишковий ресурс	$T_{\text{заг}} = G \times T, \text{год.}$	5449/31455

Варто мати на увазі, що реальні значення пошкоджуваності можуть відрізнятися з наступних причин. Зупини з наступним розхолодженням можуть збільшувати амплітуду інтенсивності напружень. При напрацюваннях обладнання понад 200 тис. год. має місце деградація властивостей металу. Відхилення реальних пускових графіків від графіків, визначених інструкцією по експлуатації, за рахунок впливу людського фактору. Відсутність повних даних про реальний стан металу роторів в даний момент часу.

Відмінною особливістю розрахункової оцінки залишкового ресурсу є, по-перше, обов'язкове врахування ремонтно-відновлювальних заходів за результатами неруйнівного контролю в планово попереджувальному ремонті, проведеному при продовженні експлуатації. По-друге, обов'язкове врахування змінних в процесі тривалої експлуатації властивостей металу парової турбіни Т-250/300-240.

Таким чином, термін експлуатації РВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» може бути продовжений на 30 тис. год. при кількості пусків, що дорівнює половині паркової кількості, а саме 400 пусків.

Висновки

1 Розрахунки на малоциклову втому і статичну пошкоджуваність РВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» зазначили, що сумарна пошкоджуваність металу складала 87 %.

2 Беручи до уваги, що залишковий ресурс ротора ВТ склав 31455 год., можна допустити продовження експлуатації РВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» на 30 тис. год. при

додаткової кількості пусків, що дорівнює половині паркової кількості, а саме 400 пусків

3 Для підвищення надійності експлуатації енергетичного обладнання необхідно впровадити системи контролю і технічної діагностики, що базуються на моделюванні теплового і напружено-деформованого стану в реальному часі.

4 При кожному наступному плановому продовженні експлуатації для енергетичного обладнання, що пропрацювало понад парковий ресурс, проводити додаткове уточнення залишкового ресурсу згідно нормативних документів.

Список літератури

1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. 76 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
2. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненерговугілля України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.
3. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Влияние работы энергоблоков ТЭС в маневренном режиме на вычерпание ресурса энергетического оборудования. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 10(1182). Бібліогр.: 7 назв. С. 6–16. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
4. Ивановский А. А., Похорилев В. Л., Голошумова В. Н. Расчет термонапряженного состояния роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240 в зоне лабиринтовых уплотнений. *Электрические станции*. 2008. № 1. С. 32–37.
5. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). Бібліогр.: 8 назв. С.

- 34–40. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.
- Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Оценка малоциклового усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПИ», 2017. № 10 (1232). Бібліогр.: 5 назв. С. 29–37. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04.
 - РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость*. Москва, 1985. № АЗ–002/7382. 49 с.
 - Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T., Nikulenkova A. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research*. China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics. 2016. Vol. 5. Iss. 4. pp. 302–309.
 - РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса*. Москва, 1996. 98 с.
 - Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), “Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment”, *Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
 - Ivanovsky, A., Poxorilev, V., Goloshumova, I. (2008), “Calculation of the thermal stress state of the high and medium pressure rotors of the T-250 / 300-240 turbine in the area of labyrinth seals”, *Journal Electrical station* 2008, no 1, pp. 32–37.
 - Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), “Computation Investigation of the Thermal and Stress-Strain Behavior of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130; block No 1 Operated by the PJSC “Kharkiv CHPP-5”, *Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 34–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05
 - Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), “Estimating the Low-Cycle Fatigue, Damageability and the Residual Life of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130 unit No 1 used by PJSC “Kharkiv CHPP-5”, *Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 10(1232), pp. 30–37, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04
 - (1985), *РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малочикловую усталость* [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation], Moscow, Russian.
 - Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T., Nikulenkova A. (2016), “Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines”, *Propulsion and Power Research*, China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, vol. 5, iss. 4, pp. 302–309.
 - (1996), *РД 34.17.440–96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса* [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life], Moscow, Russian.

References (transliterated)

- Ministry of fuel and energy of Ukraine (2005), *ND MPE Ukraini'ny. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatatsii' osnovnyh elementiv kottiv, turbin i truboprovodiv teplovyh elektrostancij: SOU-N MPE 40.17.401:2004* [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004], Kiev, 76 p.
- Shulzhenko, N. G. (2011), *SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 Vy'znachennya rozrakhunkovogo resursu ta ocinky' zhy'vuchosti rotoriv ta korpusny'x detalej turbiny': Metod'ychni vkazivky' / Minenergougillya Ukrayiny'* [Determination of the estimated resource and assessment of survivability of rotors and turbine case details: Guidelines], Ministry of Fuel and Energy of Ukraine, Kyiv, Ukraine.

Надійшла (received) 03.07.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юрійвна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga) – доктор технічних наук, професор, КПІ ім. Ігоря Сікорського, завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1427-8068>. Scopus 6507954096.

Ткаченко Олексій Олексійович (Ткаченко Алексей Алексеевич, Tkachenko Aleksey) – КПІ ім. Ігоря Сікорського, магістрант кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (099) 486–44–48; e-mail: motoskarb@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5137-2742>.

Б. Т. ДІАСАМІДЗЕ, С. В. ВІЛКУЛ, С. І. СЕРБІН

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОПАЛИВНОЇ НИЗЬКОЕМІСІЙНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Запропоновано ефективний спосіб організації згоряння рідкого палива в двопаливній газотурбінній камері згоряння. Обрана математична модель подачі і горіння рідкого палива. Проведено тривимірні теоретичні дослідження впливу різних способів впорскування рідкого палива в канали аксіально-радіальних завихрювачів на нерівномірність температурного поля на виході з жарової труби, а також на утворення оксидів азоту і монооксиду вуглецю в низькоемісійній камері згоряння.

Ключові слова: газотурбінний двигун; двопаливна низькоемісійна камера згоряння; процес горіння.

Б. Т. ДИАСАМИДЗЕ, С. В. ВИЛКУЛ, С. И. СЕРБИН

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХТОПЛИВНОЙ НИЗКОЭМИССИОННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Предложен эффективный способ организации сгорания жидкого топлива в двухтопливной газотурбинной камере сгорания. Выбрана математическая модель подачи и горения жидкого топлива. Проведены трехмерные теоретические исследования влияния различных способов впрыска жидкого топлива в каналы аксиально-радиальных завихрителей на неравномерность температурного поля на выходе из жаровой трубы, а также на образование оксидов азота и монооксида углерода в низкоэмиссионной камере сгорания.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; двухтопливная низкоэмиссионная камера сгорания; процесс горения.

B. DIASAMIDZE, S. VILKUL, S. SERBIN

THEORETICAL INVESTIGATIONS OF A DUAL-FUEL LOW-EMISSION GAS TURBINE COMBUSTOR

The use of dual-fuel gas turbine engines is one of the promising direction for improving the efficiency and reliability of power systems. The analysis of the possibility of creating a low-emission dual-fuel combustor for a gas turbine engine has been made. An effective method of organizing the working process in a dual-fuel gas turbine combustor is proposed. A low-emission gas turbine combustor with pre-mixing of fuel and air was selected as a research object. To increase the efficiency of processes in a dual-fuel gas turbine combustor, it is proposed to use the idea of preliminary mixing of liquid fuel with air in axial-radial swirlers. The choice of a mathematical model of liquid fuel burning in a dual-fuel low-emission combustor taking into consideration formation of the main toxic components has been made. Eddy dissipation concept and discrete phase models have been used for liquid fuel combustion process modeling. Theoretical investigations of nitrogen oxides formation have been carried out for various methods of liquid fuel injection into the channels of axial-radial swirlers of low-emission combustor. The results of three-dimensional mathematical modeling showed the prospect of a radial method of liquid fuel injection into the channels of axial-radial swirlers of a gas turbine low-emission combustor in comparison with the traditional method of liquid fuel supply using centrifugal nozzles. The results of mathematical modeling revealed that radial liquid fuel flow improves the thermal and emission combustor's performance. As result radial fuel supply method was taken as the most efficient and perspective. The calculated values of nitrogen oxides emission at the exit section of the flame tube for radial supply of liquid fuel are 36–46 ppm.

Key words: gas turbine engine; dual-fuel low-emission combustor; combustion process.

Вступ

Один із можливих шляхів підвищення маневреності та ефективності газотурбінних агрегатів як енергетичного, так і морського призначення є використання двопаливного горіння в камері згоряння. Використовуючи рідке і газоподібне паливо можливо організувати ефективну роботу двигуна як на номінальному, так і на часткових режимах його роботи. Накопичений досвід [1–2] дозволяє розробляти подібні економічні й екологічно безпечні газотурбінні агрегати в діапазоні потужностей 4–40 МВт із застосуванням сучасного устаткування. Високий ступінь конструктивної досконалості, економічності і маневреності, велика потужність, високі показники ККД та експлуатаційної ефективності серед всіх типів теплових машин – це основні якості, які визначили високу конкурентоздатність газових турбін на світовому ринку енергетики [3]. Використання потенційними укра-

їнськими споживачами продукції вітчизняного газотурбобудування забезпечить реальне енергозбереження, зростання обсягів виробництва підприємств, збільшення можливостей їх удосконалення та підвищення рівня [4].

Застосування двопаливних газотурбінних двигунів є одним із перспективних напрямків підвищення ефективності й надійності енергетичних систем. Одним із актуальних питань є контроль емісії оксидів азоту при роботі як на газоподібному, так і рідкому паливах. Незважаючи на велику кількість наукових досліджень в області низькоемісійних камер згоряння [5–7], методологічні і технічні аспекти вирішення проблеми створення двопаливних камер згоряння до теперішнього часу розроблені недостатньо. Треба зауважити, що велика кількість досліджень двопаливних камер згоряння була зроблена виключно експериментальними методами, і лише мала кількість дослідників використовувала методи обчислювальної гідроди-

© Б. Т. Діасамідзе, С. В. Вілкул, С. І. Сербін, 2019

наміки. На нашу думку, дослідження в цьому напрямку буде доцільним и матиме змогу значно підвищити ефективність робочого процесу двопаливних камер, а також розширити межі поширення полум'я.

Мета роботи

Дослідження ефективності різних способів впорскування рідкого палива в канали аксіально-радіальних завихрювачів низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

Виклад основного матеріалу

В якості об'єкта дослідження обрано низькоемісійну камеру згоряння з попереднім перемішуванням паливо-повітряної суміші газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт виробництва «Зоря»-«Машпроект» [5, 7].

Для підвищення ефективності процесів в двопаливній газотурбінній камері, що розробляється, пропонується використати ідеї попереднього перемішування рідкого і газоподібного палив з повітрям в аксіально-радіальних завихрювачах, дрібнодисперсного розпилювання рідкого палива високошвидкісним повітряним потоком після компресора високого тиску. Спираючись на експериментально-теоретичні дослідження компанії *Siemens* для камери згоряння SGT-750 [5] та дані роботи [6] проаналізовано можливість організації підводу рідкого палива в камері згоряння двигуна UGT25000 [2] за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (CFD).

Для розрахунку процесів у досліджуваній двопаливній камері згоряння використовується модель хімічно реагуючих турбулентних потоків, яка заснована на розв'язанні системи диференціальних рівнянь нерозривності, збереження кількості руху, збереження енергії, переносу хімічних компонентів суміші та переносу оксидів азоту:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = S_m; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot \vec{J}_q + S_h; \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla(\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i; \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{NO}) + \nabla(\rho \vec{v} Y_{NO}) = -\nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{NO}) + S_{NO}, \quad (5)$$

де ρ – масова густина; \vec{v} – вектор локальної швидкості; S_m – джерельний член, який визначає додаткову масу, яка привноситься в потік; p – статичний тиск; $\rho \vec{g}$ – сила тяжіння; \vec{F} – зовнішні

сили; τ – тензор тиску; E – внутрішня енергія; Y_i, Y_{NO} – масові концентрації хімічного компонента і оксиду азоту NO; \vec{J}_q – густина теплового потоку суміші; \vec{J}_j – густина дифузійного теплового потоку j -го компонента; S_h – джерельний член, який описує тепловиділення в результаті хімічних реакцій; S_i – рівень додаткової утворення i -го компонента з дисперсної фази або інших джерел; \vec{J}_i – масова дифузія i -го компонента; R_i – рівень утворення i -го компонента в результаті хімічної реакції; D – коефіцієнт дифузії; S_{NO} – джерельний член, який описує механізм утворення NO.

Використана в даній роботі модель емісії оксидів азоту являє собою систему рівнянь масового переносу, яка враховує конвекцію, дифузію, а також утворення і розкладання азотовмісних сполук.

Замикання системи рівнянь (1)–(5) проводиться шляхом додавання до неї відповідних диференціальних рівнянь моделей турбулентності, напівемпіричних залежностей для тензора тиску, теплового та дифузійного потоків, а також рівняння стану суміші ідеальних газів. Залежності термодинамічних і теплофізичних властивостей газів від температури враховуються за допомогою апроксимуючих формул та гіпотези про часткове попереднє змішування пального з окиснювачем в каналах завихрювачів. При використанні моделі горіння, яка враховує тільки турбулентні характеристики потоку, можна отримати надмірно високу швидкість вигорання палива. Уникнути цього небажаного ефекту можливо шляхом обліку виразу Арреніуса для обчислення швидкості хімічних реакцій. У роботах [7–8] проведено вибір раціональних моделей турбулентності для стаціонарних і нестаціонарних розрахунків процесів в камерах згоряння ГТД. У рівняннях RNG k – ϵ моделі турбулентності (6), (7) в порівнянні зі стандартною моделлю присутні додаткова умова (8) і співвідношення (9) для обчислення турбулентної в'язкості, які дозволяють більш ефективно розраховувати гідродинамічні показники сильно закручених потоків:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_k \mu_{eff}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k; \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_\epsilon \mu_{eff}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon; \quad (7)$$

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k}; \quad (8)$$

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}}\right) = 1,72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v}, \quad (9)$$

де μ_{eff} – коефіцієнт ефективної в'язкості; G_k – генерація турбулентної кінетичної енергії внаслідок градієнтів усереднених швидкостей; G_b – генерація турбулентної кінетичної енергії під дією сил плавучості для ідеальних газів; Y_M – вплив пульсаційного розширення; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, C_\mu, C_v, \eta_0, \beta$ – емпіричні константи; S_k, S_ε – додаткові джерельні члени для k і ε ; $\alpha_k, \alpha_\varepsilon$ – величини, зворотні значенням ефективних чисел Прандтля для k і ε відповідно; $\eta = Sk / \varepsilon$; $\hat{v} = \mu_{eff} / \mu$; μ – коефіцієнт ламінарної в'язкості.

Рівняння стану, засноване на припущенні про ідеальність газів:

$$p = \sum_{j=1}^N ((\rho Y_j RT) / M_j), \quad (10)$$

де R – газова стала; M_j – молекулярна вага компонента j .

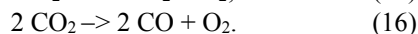
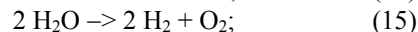
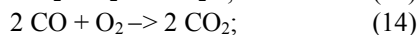
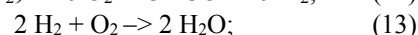
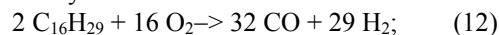
Для використання детальних хімічних механізмів горіння в турбулентних потоках з флуктуаціями можливо зробити наступне припущення – реакції відбуваються в малих турбулентних структурах, що іменуються дрібномасштабними реакторами [9], які представляють собою реактори постійного тиску, початкові умови для яких визначаються концентрацією компонентів і температурою в осередках. Швидкості реакцій визначаються за виразом Арреніуса і інтегруються числовим методом за допомогою *ISAT* алгоритму [10]. Подібні припущення зроблені в рамках так званої концепції дисипації вихорів – *Eddy-Dissipation-Concept (EDC)*, яка і застосована в даному дослідженні. Відповідно до моделі горіння *EDC* молярна швидкість утворення чи розкладання i -го компонента в реакції

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i), \quad (11)$$

де $\xi^* = C_\xi \left(\frac{v\varepsilon}{k}\right)^{3/4}$ – характерний розмір дрібно-масштабного реактора, який залежить від кінематичної в'язкості ν , кінетичної енергії турбулентності k і швидкості дисипації кінетичної енергії турбулентності ε ; $C_\xi = 2,1377$ – константа;

$\tau^* = C_\tau \left(\frac{\nu}{\varepsilon}\right)^{0,5}$ – час, за який відбувається реакція в реакторі; $C_\tau = 0,4082$ – константа; Y_i^* – масова частка i -го реагенту в реакторі після закінчення часу τ^* .

Для моделювання утворення оксиду вуглецю і молекулярного водню в камері згорання запропоновано використовувати п'ятиступінчасту модель горіння. Кінетичний механізм горіння вуглеводню $C_{16}H_{29}$ (моделює легке дистильне паливо) виглядає наступним чином:



Для розрахунків вигорання рідкого палива в низькоемісійній газотурбінній камері згорання обрана модель дискретної фази *DPM (Discrete Phase Model)*, яка розраховує траєкторії руху окремих частинок [8, 11–12]. Модель прогнозує траєкторії частинок дискретної фази шляхом інтегрування рівнянь їх руху, записаних у формі Лагранжа [13] (наводиться тільки для напрямку x):

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x, \quad (17)$$

де F_x – додатковий член, що враховує прискорення газового потоку; $F_D(u - u_p)$ – сила опору, яка припадає на одиницю маси частинки;

$$F_D = \frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_p^2 24}.$$

У наведених вище виразах: u – швидкість газової фази; u_p – швидкість частинки; μ – коефіцієнт молекулярної в'язкості газової фази; ρ – густина газової фази; ρ_p – густина частинки; d_p – поточний діаметр частинки; Re – число Рейнольдса; C_D – коефіцієнт опору частинки.

Турбулентна дисперсія частинок щодо усередненої їх траєкторії розраховується з використанням статистичних методів. Розподіл частинок щодо усередненої траєкторії представляється у вигляді функції щільності ймовірності Гаусса, зміна якої визначається ступенем дисперсії частинок через дії турбулентних пульсацій. Турбулентна дисперсія обчислюється шляхом інтегрування рівнянь руху індивідуальних частинок з використанням миттєвих значень швидкостей газової фази в їх околиці.

Характеристики двопаливної газотурбінної камери згорання визначаються за допомогою числових методів обчислювальної гідродинаміки (*CFD*) сумісним розв'язуваннями рівнянь (1)–(17).

Початкові діаметри крапель палива для випадків з центральною форсункою прийнято за розподілом Розіна-Рамплера (від 5 до 75 мкм), для всіх інших випадків (осьова та радіальна подача рідкого палива) початкові діаметри крапель прийнято 50 мкм.

Обговорення результатів

Розглянуто чотири способи підвода рідкого палива в пальниковий пристрій жарової труби камери згоряння: 1 – відцентровий спосіб, в якому 100 % палива подається через центральну відцентрову форсунку (рис. 1а); 2 – осьовий спосіб, в якому 95 % палива (витрата 0,09495 кг/с) подається в осьовому напрямку через п'ятнадцять трубочок, розташованих у зовнішньому завихрювачі, та 5 % палива (витрата 0,00495 кг/с) – в осьовому напрямку через п'ятнадцять трубочок, розташованих у внутрішньому завихрювачі (рис. 1б); 3 – змішаний спосіб (радіально-відцентровий), в якому 92 % палива (витрата 0,09193545 кг/с) подається через зовнішній завихрювач радіально, 4,8 % палива (витрата 0,0048375 кг/с) подається через внутрішній завихрювач радіально та 3,2 % палива (витрата 0,003225 кг/с) – через центральну відцентрову форсунку (рис. 1в); 4 – радіальний спосіб, в якому 95 % палива подається в радіальному напрямку через зовнішній завихрювач та 5 % палива – в радіальному напрямку через внутрішній завихрювач (рис. 1г).

Параметри продуктів згоряння для вихідного перерізу жарової труби (середня температура газів T_{exit} , об'ємна концентрація оксидів азоту NO та вуглецю CO, середній коефіцієнт нерівномірності температурного поля δ) представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри в вихідному перерізі

Спосіб підвода палива	T_{exit} , К	NO, ppm	CO, ppm	δ , %
1	1489,4	701	638	0,81
2	1555,2	675	25	0,21
3	1513,4	49	1,6	0,17
4	1506,6	36	9,8	0,12

Відмітимо, що коефіцієнт загальної нерівномірності поля температур визначався за формулою

$$\delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{av}},$$

де T_{\max} , T_{\min} , T_{av} – максимальна, мінімальна і осереднена температура газів в вихідному перерізі.

На рис. 1 показано траєкторії руху крапель рідкого палива та зміну їх діаметрів в повздовжньому перерізі жарової труби в залежності від способу підводу з урахуванням особливостей змішування палива з окиснювачем в каналах аксіально-радіальних завихрювачів.

Для відцентрового 1 та осьового 2 способів підвода рідкого палива характерні найбільш протяжні лінії треків, а процес випаровування крапель завершується тільки в районі третьої обичайки жарової труби. Це говорить про незадовільну якість процесів прогріву крапель, їх випаровування та сумішоутворення парів палива з окиснювачем.

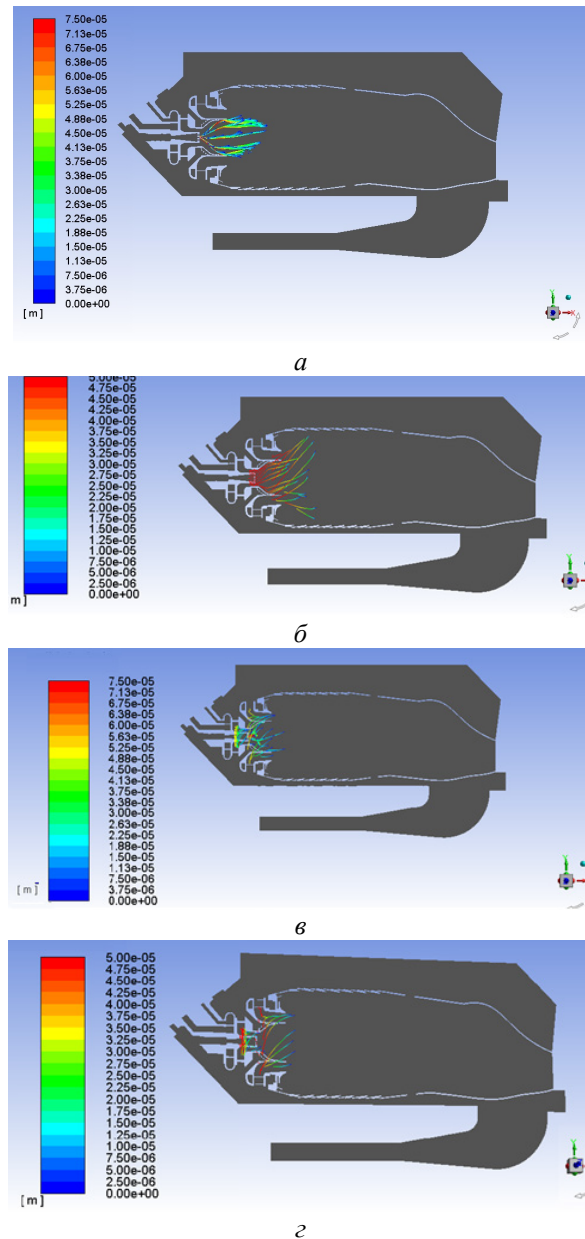
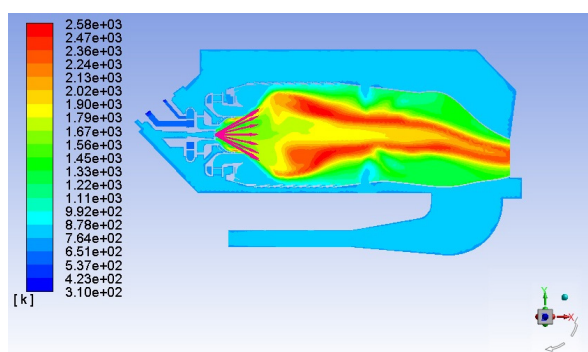


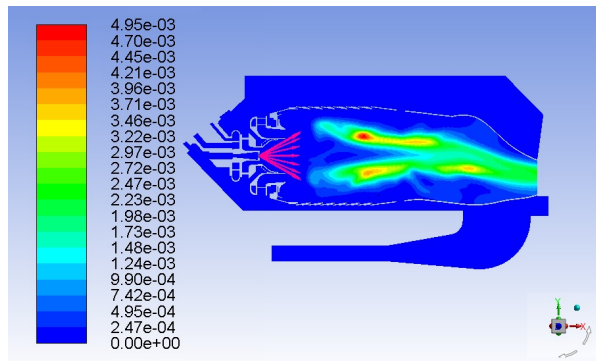
Рис. 1 – Лінії треків крапель рідкого палива та зміна діаметрів при різних способах підвода: а – 1; б – 2; в – 3; з – 4

Це підтверджують дані рис. 2, де приведені контури температури в повздовжньому перерізі жарової труби в залежності від способу підводу палива.

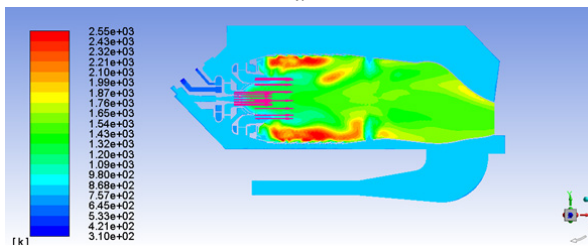
Видно, що при відцентровому способі підвода 1 факел палива простягається практично до вихідного перерізу жарової труби, паливо повністю не вигоріє, обумовлюючи надзвичайно високу нерівномірність температурного поля на виході (див. табл. 1). При осьовому способі підводу палива 2 краплі концентруються в районі стінок жарової труби, вигоріють на них, що призводить до різкого підвищення температури обичайок жарової труби і їх можливого прогорання.



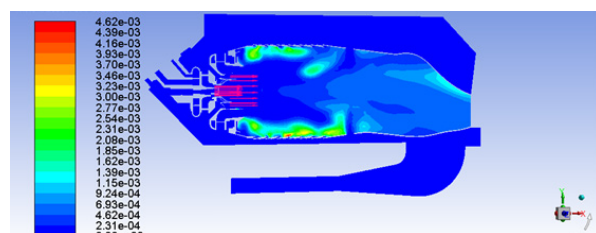
a



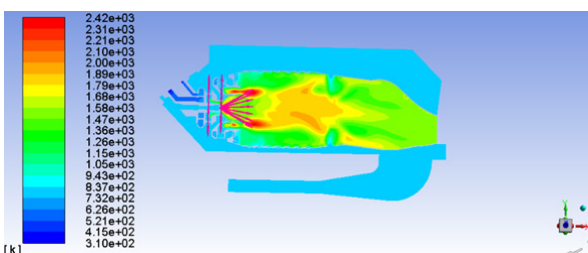
a



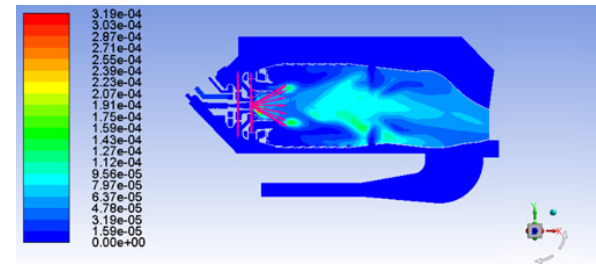
б



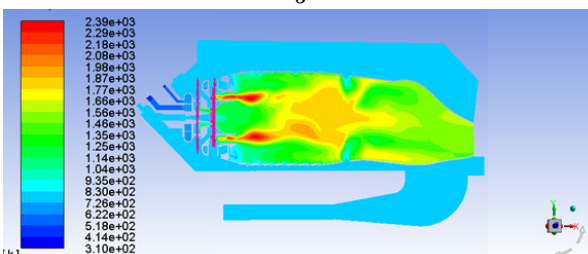
б



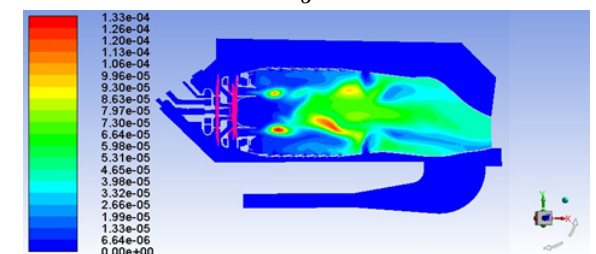
в



в



г



г

Рис. 2 – Розподіл температур газу повздовж жарової труби камери згоряння при різних способах підвода палива: а – 1; б – 2; в – 3; г – 4

Рис. 3 – Розподіл об'ємних концентрацій оксидів азоту при різних способах підвода палива: а – 1; б – 2; в – 3; г – 4

Способи 3 та 4 позбавлені вищезазначених недоліків, що обумовлює значно ефективніше вигорання палива.

На рис. 3 наведені контури об'ємних концентрацій оксидів азоту в повздовжньому перерізі жарової труби, які визначаються відповідним розподілом температур, бо визначальним фактором є термічний механізм утворення повітряних оксидів азоту.

Способи підвода рідкого палива 3 та 4 з меншою максимальною температурою горіння визначають і менші рівні емісії оксидів азоту.

На рис. 4 наведені залежності основних параметрів камери згоряння від способу подачі рідкого палива.

Видно, що способи підвода 1 і 2 не задовольняють вимоги к параметрам сучасних камер згоряння по показникам екологічності і рівномірності температурного поля. Способи 3 і 4 значно більш ефективніші. Мінімальне розрахункове значення викидів оксиду азоту 36 ppm при коефіцієнті загальної нерівномірності поля температур 0,12 характерно радіальному способу підвода палива.

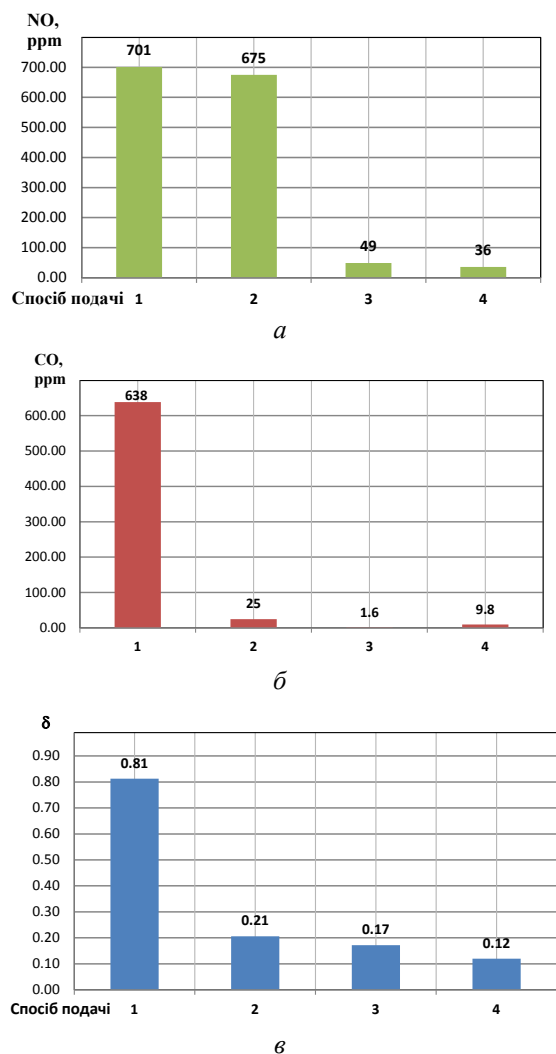


Рис. 4 – Параметри камери при різних способах підводу палива: *a* – викиди NO; *б* – викиди CO; *в* – нерівномірність температурного поля

Висновки

1 Для підвищення ефективності процесів в двопаливній газотурбінній камері пропонується використовувати ідею попереднього перемішування рідкого і газоподібного палива з повітрям в аксіально-радіальних завихрювачах.

2 Обрана тривимірною математичною моделлю горіння рідкого палива в двопаливній низькоемісійній камері згорання ГТД містить у собі рівняння: нерозривності, збереження кількості руху та енергії, переносу компонентів кінетичної схеми з урахуванням дисипації вихорів, утворення і розкладання оксидів азоту, переносу характеристик турбулентності у взаємодії з рівняннями моделі дискретної фази.

3 Отримані результати математичного моделювання показали перспективність радіального способу підводу рідкого палива в канали аксіаль-

но-радіальних завихрювачів низькоемісійної камери згорання ГТД у порівнянні з традиційним відцентровим способом подачі палива.

4 Для змішаного і радіального способів подачі 3 і 4 розрахункові значення емісії оксидів азоту NO і монооксиду вуглецю CO в вихідному перерізі жарової труби становлять 46 і 1,6 та 36 і 9 ppm відповідно, що відповідає сучасним вимогам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами. Радіальний спосіб подачі рідкого палива має найкращі показники коефіцієнта загальної нерівномірності поля температур в вихідному перерізі.

5 Подальші дослідження будуть спрямовані на поліпшення температурного рівня стінок жарової труби, покращення умов стабілізації полум'я за рахунок інтенсифікаторів горіння.

Список літератури

1. Movchan S., Romanov V., Chobenko V., Shevtsov A. Contact steam-and-gas turbine units of the «AQUARIUS» type. The present status & future prospects. *Proc. ASME Turbo-Expo 2009*. 2009. GT 2009-60339.
2. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : навч. посіб. : у 2 т. *Т.1. Агрегати виробництва України та Росії*. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с.
3. Халатов А. А., Ющенко К. А. Современное состояние и перспективы использования газотурбинных технологий в тепловой и ядерной энергетике, металлургии и ЖКХ Украины. Часть 1. *Промышленная теплотехника*. 2012. Т. 34, № 6. С. 33. ISSN 0204-3602.
4. Халатов А. А., Ющенко К. А., Исаков Б. В., Дашевський Ю. Я., Шевцов А. П. Газотурбобудування в Україні: сучасний стан і перспективи розвитку. *Вісник НАН України*. 2013. № 12. С. 40–49. doi: org/10.15407/visn2013.12.040. http://www.nas.gov.ua/siaz/Ways_of_development_of_Ukrainian_science/article/14026.3.009.pdf.
5. Lindman O., Andersson M., Persson M., Munktel E. Development of a liquid fuel combustion system for SGT-750. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16-20, 2014, Germany: Düsseldorf*. doi:10.1115/GT2014-25380.
6. Сербін С. И, Ванцовский В., Вилкул В. В. Экспериментальное исследование бесфорсуночного двухрегистравого фронтального устройства камеры сгорания судового ГТД. *36. наук. праць НУК*. 2004. № 4(397). С. 25–33.
7. Сербін С. І., Мостіпаненко Г. Б. Числове моделювання процесів горіння в експериментальному відсіку гібридної камери згорання ГТД потужністю 25 МВт. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХП», 2006. № 5. С. 59–66. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774X.
8. Романовский Г. Ф., Сербин С. И. *Плазмохимические системы судовой энергетики*. Николаев: УГМТУ, 1998. 246 с.
9. Magnussen B. F. On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow. *Proc. Nineteenth AIAA Meeting*. St. Louis, 1981.
10. Pope S. B. Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in-situ adaptive tabulation. *Combustion Theory and Modeling*. 1997. No 1. pp. 41–63.
11. Сербин С. И., Вилкул С. В. Исследование влияния параметров распыливания жидкого топлива на температурное поле и экологические характеристики камеры сгорания. *Вестник двигателестроения*, 2009. № 3. С. 93–97. ISSN 1727-0219.

12. Faeth G. M. Spray Combustion Models: A Review. *AIAA Paper*. 1979. No 293. pp. 1–18.
 13. James S., Anand M. S., Pope S. B. The Lagrangian PDF Transport Method for Simulations of Gas Turbine Combustor Flow. *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Indianapolis, USA, 2002*. AIAA 2002-4017. 12 p.
- References (transliterated)**
1. Movchan S., Romanov V., Chobenko V., Shevtsov A. (2009), “Contact steam-and-gas turbine units of the “AQUARIUS” type. The present status & future prospects”, *Proc. ASME Turbo-Expo 2009*, GT 2009-60339.
 2. Romanovskyy, H. F., Serbin S. I., Patlaychuk V. M. (2005), *Suchasni hazoturbinni ahrehaty. vol. 1. Ahrehaty vyrobnytstva Ukrainy ta Rosiyi [Modern gas turbine units of Russia and Ukraine vol.1.]*, NUK, Nikolaev, 344 p.
 3. Khalatov A. A., Yushchenko K. A., (2012), “Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy ispol'zovaniya gazoturbinnnykh tekhnologiy v teplovy i yadernoy energetike, me-tallurgii i ZHKKH Ukrainy. Chast 1” [Modern conditions & perspectives of using and manufacturing gas turbine technologies in mechanical engineering, nuclear energy, metallurgy, housing and communal services in Ukraine. Charpet 1], *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial heat engineering.]*, 2012, vol. 34, no 6, pp. 33, ISSN 0204-3602.
 4. Halatov A. A., Yushchenko K. A., Isakov B. V., Dashevs'kyy U. YA., Shevtsov A. P. (2013), “Gazoturbobuduvannya v Ukraini: suchasnyj stan i perspektyvy rozvytku [gas turbine building in Ukraine: modern conditions & perspectives]”, *[Gazette of National Academy of Sciences of Ukraine]*, no 12, pp. 40–49, doi.org/10.15407/visn2013.12.040, URL: http://www.nas.gov.ua/siaz/Ways_of_development_of_Ukrainian_science/article/14026.3.009.pdf.
 5. Lindman O., Andersson M., Persson M., Munktel E. (2014), “Development of a liquid fuel combustion system for SGT-750”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany*. doi:10.1115/GT2014-25380.
 6. Serbin S. I., Vantsovskiy V., Vilkul V. V. (2004), “Eksperimental'noye issledovaniye besforsunchnogo dvukhregistrovogo frontovogo ustroystva kamery sgoraniya sudebnogo GTD [Experimental study of a two-register frameless device of frontal combustion chamber of a marine gas turbine unite]”. *Sb. nauk. trudov NUK, [Collection of scientific works of Admiral Makarov National University of Shipbuilding]* no 4(397), pp. 25–33.
 7. Serbin S. I., Mostipanenko G. B. (2006), “Chyslove modelyuvannya protsesiv horinnya v eksperymental'nomu vidsiku hibrydnoyi kamery z-horyannya HTD potuzhnisty 25 MVt [Mathematical Modeling of Burning Processes in the 25 MWt Gas Turbine Hybrid Combustor Experimental Module]”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 5, pp. 59–66, ISSN 2078-774X.
 8. Romanovskiy G. F., Serbin S. I. (1998), *Plazmokhimiicheskiye sistemy sudovoy energetiki [Plasma-chemical systems of marine energy]*, UGMTU, Nikolaev, 246 p.
 9. Magnussen B. F. (1981), On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow, *Proc. Nineteenth AIAA Meeting*, St. Louis.
 10. Pope S. B. (1997), Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in-situ adaptive tabulation, *Combustion Theory and Modeling*, no 1. pp. 41–63.
 11. Serbin S. I., Vilkul S. V. (2009), “Issledovaniye vliyaniya parametrov raspylivaniya zhidkogo topliva na temperaturnoye pole i ekologicheskoye kharakteristiki kamery sgoraniya [Investigation of the influence of liquid fuel spraying parameters on thermal and emission levels in combustion chamber]”, *Vestnik dvigatelestroyeniya [Gazette of engine building]*, no 3. pp. 93–97. ISSN 1727-0219.
 12. Faeth G. M. (1979), Spray Combustion Models: A Review, *AIAA Paper*, no 293. pp. 1–18.
 13. James S., Anand M. S., Pope S. B. (2002), “The Lagrangian PDF Transport Method for Simulations of Gas Turbine Combustor Flow”, *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Indianapolis, USA, AIAA 2002-4017*, 12 p.

Надійшла (received) 07.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Діасамідзе Бадрі Тенгізович (Диасамидзе Бадри Тенгизович, Diasamidze Badri) – аспірант кафедри турбін, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК); м. Миколаїв, Україна; e-mail: badri.diasamidze@nuos.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1627-9494>.

Вілкул Сергій Володимирович (Вилкул Сергей Владимирович, Vilkul Sergii) – завідувач лабораторії кафедри турбін, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК); м. Миколаїв, Україна; e-mail: sergeyvilkul@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9506-6023>.

Сербін Сергій Іванович (Сербин Сергей Иванович, Serbin Serhiy) – директор Машинобудівного навчально-наукового інституту, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК); м. Миколаїв, Україна; e-mail: serhiy.serbin@nuos.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3423-2681>, Scopus 15077054900.

О. І. ЧЕПРАСОВ, Ю. М. КАЮКОВ, І. А. НАЗАРЕНКО

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ІМПУЛЬСНОЇ ПОДАЧІ ПАЛИВА

Виявлено значні конструктивні недоліки колодязів, що впливають на рівномірність нагрівання металу питому витрату палива та рівень експлуатаційних витрат. Зазначено, що актуальним завданням є підвищення енергетичної ефективності нагріву високолегованих марок сталі шляхом впровадження технології імпульсної подачі палива. Досліджено ефективність впровадження імпульсної подачі палива для нагрівальних колодязів з опаленням з центру поду. Зіставлення результатів контрольних нагрівів і даних, що отримані в аналогічних умовах при звичному способі опалення показало, що використання системи автоматичного регулювання, яка реалізує імпульсну подачу палива в період витримки дозволить зменшити максимальний перепад температур по висоті злитка до (20...30) °С. Натурні експерименти показали, що скважність імпульсів, тобто відношення тривалості імпульсів к періоду чергування імпульсів, на початку витримки більше, ніж в кінці, оскільки не завершено процес поглинання тепла металом та кладкою. По мірі прогріву, до кінця витримки, скважність значно зменшується. Запропонована система імпульсного опалення забезпечує підтримання заданого співвідношення газ – повітря під час витримки. Це дозволяє виключити недопалення та знижує умовну витрату палива. Доведено, що застосування імпульсного подавання палива в період витримки дозволить інтенсифікувати теплообмінні процеси, підвищити рівномірність нагріву та зменшити умовну витрату палива.

Ключові слова: нагрівальний колодязь, імпульсне опалення, високолеговані сталі, температурний режим, нагрівання злитків металу, температурне поле, система автоматичного регулювання.

А. И. ЧЕПРАСОВ, Ю. Н. КАЮКОВ, И. А. НАЗАРЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Выявлены значительные конструктивные недостатки колодцев, влияющие на равномерность нагрева металла удельный расход топлива и уровень эксплуатационных расходов. Отмечено, что актуальной задачей является повышение энергетической эффективности нагрева высоколегированных марок стали путем внедрения технологии импульсной подачи топлива. Исследована эффективность внедрения импульсной подачи топлива для нагревательных колодцев с отоплением из центра пода. Сопоставление результатов контрольных нагревов и данных, полученных в аналогичных условиях при обычном способе отопления показало, что использование системы автоматического регулирования, которая реализует импульсную подачу топлива в период выдержки позволит уменьшить максимальный перепад температур по высоте слитка до (20...30) °С. Натурные эксперименты показали, что скважность импульсов, то есть отношение длительности импульсов к периоду чередования импульсов, в начале выдержки больше, чем в конце, поскольку не завершён процесс поглощения тепла металлом и кладкой. По мере прогрева, до конца выдержки, скважность значительно уменьшается. Предложенная система импульсного отопления обеспечивает поддержание заданного соотношения газ – воздух во время выдержки. Это позволяет исключить недожег и снижает условный расход топлива. Доказано, что применение импульсного способа подачи топлива в период выдержки позволит интенсифицировать теплообменные процессы, повысить равномерность нагрева и уменьшить условный расход топлива.

Ключевые слова: нагревательный колодец, импульсное отопление, высоколегированные стали, температурный режим, нагрев слитков металла, температурное поле, система автоматического регулирования.

A. CHEPRASOV, YU. KAYUKOV, I. NAZARENKO

RESEARCH THE EFFICIENCY OF PULSE FEEDING OF FUEL

Significant structural defects of wells, which influence the uniformity of metal heating, specific fuel consumption and operating costs are revealed. It was noted that the actual task is to increase the energy efficiency of heating high-alloy steel grades by introducing pulsed fuel supply technology. Efficiency of introduction of impulse fuel supply for heating boilers with heating from the center of the dowel is investigated. Comparison of the results of control heating and data obtained in similar conditions under the usual heating method has shown that the use of the automatic control system, which implements impulse fuel supply during the period of holding, will reduce the maximum temperature difference over the ingot height to (20...30) °C. Natural experiments showed that the pulse width, that is, the ratio of the duration of the pulses to the period of the interleaving of the pulses, at the beginning of exposure is greater than at the end, since the process of absorption of heat by the metal and clay is not completed. As warm up, until the end of exposure, the efficiency is significantly reduced. The proposed system of pulsed heating ensures the maintenance of the given ratio of gas-air during exposure. This allows to eliminate ignored and reduces the conditional fuel consumption. It has been proved that the use of a pulsed method of supplying fuel during the period of holding will allow to intensify heat transfer processes, increase the uniformity of heating and reduce the conditional fuel consumption.

Key words: heating well, pulsed heating, high-alloy steels, temperature, heating of metal ingots, temperature field, automatic control system.

Вступ

Для вітчизняної металургії усереднені показники енерго- та ресурсозбереження процесів теплової обробки заготовок значно нижче, ніж у західних аналогів. Так, усереднені питомі витрати умовного палива для виробництва одиниці продукту для української металургії становить 115–125 кг·у.п./т, що в 2–4 рази перевищує аналогічні

показники провідних іноземних підприємств. Таким чином, розвиток наукових основ ефективного керування теплотехнічними процесами систем виробництва заготовки і її раціональної теплової обробки є актуальною науково-технічною задачею, вирішення якої дозволить досягти високого рівня конкурентоспроможності вітчизняної продукції на внутрішньому і зовнішньому ринках.

Важливою стратегією також є перехід до ре-

сурсозберігаючих та безвідходних технологій. Якість нагрітого металу визначається його кінцевим температурним станом. Дослідження температурного поля злитків, що нагріваються в колодязях, пов'язане зі значними труднощами, чим пояснюється невелика кількість публікацій, присвячених, в основному, нагріванню злитків рядових марок сталі [1–5].

Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Результати попередніх досліджень [6, 7] виявили, що максимальний перепад температур у злитку (80...120 °С) обумовлений нерівномірністю температурного поля в колодязі. Доведено також можливість скорочення загальної тривалості витримання для нержавіючих марок сталі на 0,5...1 годину.

Зважаючи на попередні отримані результати дослідних режимів нагріву [7] актуальним завданням є підвищення енергетичної ефективності нагріву високолегованих марок сталі шляхом впровадження технології імпульсної подачі палива.

Поставлене завдання може бути сформульоване таким чином: з урахуванням марки сталі, маси садки і початкового теплового стану металу необхідно оцінити кінцевий перепад температури у злитках нержавіючих марок сталі, що нагріваються у рекуперативному нагрівальному колодязі з опаленням з центра поду при імпульсній подачі палива в період витримки.

Мета та задачі дослідження

Метою роботи є дослідження імпульсного способу подачі палива для підвищення якості нагріву легованих сталей та ефективності паливовикористання у нагрівальних колодязях.

Методи дослідження ефективності імпульсної подачі палива

Досліджувані колодязі опалюються природньою сумішшю з теплою згорання 6,7 МДж/м³. Розміри робочої камери 4,8×4,6 м, висота 3,0 м. Контроль температури печі здійснюється за показаннями потенціометра на щиті КВП, на який надходить сигнал з термоелектричного термометра, встановленого у верхній частині робочої камери.

У процесі підготовки до досліджень було виготовлено злиток з нержавіючої сталі з отворами. Маса злитка – 3,5 т. У бічній стіні колодязя під час ремонту виконали прорізи, через які у дослідний злиток вводилися термоелектричні термометри. Під час дослідження прорізи герметизували.

У дослідних нагрівках злиток з отворами встановлювали поруч з пічною термопарою, температура у злитку контролювалася в семи точках (див. рис. 1). Замірювання температури виконували термоелектричними термометрами ТХА у комплекті з багатоточковим потенціометром.

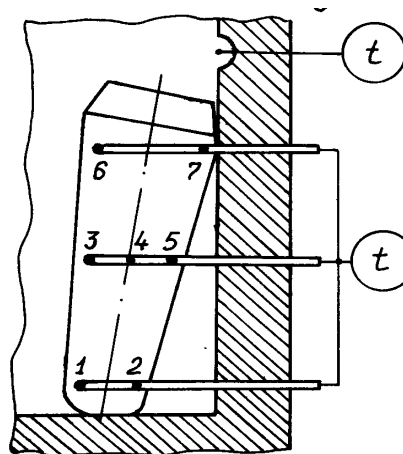


Рис. 1 – Схема розташування точок вимірювання температури у дослідному злитку:
1–7 – точки вимірювання температури

При імпульсному способі подачі палива встановлюють два рівня витрати палива: максимальний і мінімально відповідні максимальному і мінімальному тепловому навантаженню.

Для реалізації імпульсного способу опалення на чарунці була змонтована система автоматичного регулювання. Система підтримує температуру чарунки в заданих межах і здійснює імпульсну подачу палива і повітря в період витримки. При цьому забезпечується випереджальна подача повітря на початку імпульсу і затримку відсічки повітря на початку паузи. Система імпульсного опалення забезпечує підтримання заданого співвідношення газ – повітря під час витримки. Це дозволяє виключити недопалення та знижує його умовну витрату. Результати заміру температури в дослідному злитку наведені в табл. 1.

Діапазон періодичної зміни температури в колодязі визначається налаштуванням диференційного контактного задатчика. В розглянутих режимах він складає (10...15) °С. Частота зміни температури колодязю на витримці визначається його тепловою інерційністю. При вказаному діапазоні періодичної зміни температури частота складає (4...12) хвилин. Скважність (шпаруватість) імпульсів, тобто відношення тривалості імпульсів к періоду чергування імпульсів, на початку витримки більше, ніж в кінці, оскільки не завершено процес поглинання тепла металом та кладкою. По мірі прогріву, до кінця витримки, скважність значно зменшується.

Таблиця 1 – Результати заміру температури в дослідному злитку

Номер нагріву	Марка сталі, маса, (кількість злитків), т (шт)	Тем-ра при посадці, °С		Температура в кінці нагріву, °С							Макс. перепад температури в дослідному злитку, °С	
		печі	металу	в контрольних точках дослідного злитка								
				печі	1	2	3	4	5	6		7
1	12X18H9T, 49 (14)	800	560	1210–1235	1190	1180	1180	1190	1175	1195	1193	20
	8ХФ, 10,5 (3)	800	590		1200	1200	1220	1220	1215	1200	1205	
2	08X18H10T, 42 (12)	800	600	1230–1255	1200	1200	1220	1220	1215	1200	1205	20
	Ст.30, 10,5 (3)	800	540		1230	1225	1240	1235	1230	1235	1225	
3	10X23H18, 52,5 (15)	770	570	1230–1255	1265	1275	1273	1268	1270	1250	1260	15
4	08X18H10T, 28 (8)	800	> 500	1240–1265	1265	1275	1273	1268	1270	1250	1260	25
	15X, 21 (6)	800	> 500		1265	1275	1273	1268	1270	1250	1260	

Результати дослідження ефективності імпульсної подачі палива

На рис. 2 наведені результати досліджень при нагріві дванадцяти злитків неіржавіючої сталі 08X18H10T та трьох злитків Ст. 30. Температура посади – 540 °С. Нагрівання проводилося за температурним режимом, який застосовується при нагріві пластинчастої неіржавіючої сталі. Дослідний злиток не повністю охолов після попереднього нагріву і його температура склала (300...360) °С. За півгодини витримки у колодязі при контрольному факелі та закритій кришці температура в контрольних точках збільшилася до (400...500) °С. При цьому максимальна температура спостерігалася у грані злитка, яка отримує тепло від раз огрітої кладки (точки 2, 5, 7).

Період підйому температури колодязю до 1300 °С проводився при максимальному тепловому навантаженні протягом двох з половиною годин. При досягненні в колодязі температури витримки максимальний температурний перепад у злитку склав 100 °С (точки 1, 2, 5 та 3).

Подальша витримка в імпульсному режимі при температурі (1280...1310) °С та на другій ступені (1230...1255) °С практично усунула температурний перепад в дослідному злитку.

Відкриття кришки колодязю для видачі трьох злитків сталі Ст. 30, наступний підйом температури печі до заданої та витримка протягом години привели до того, що перепад температур у злитку склав 20 °С. Розподіл температури практично не змінилося до кінця витримки, при цьому повністю співпала температура контрольних точок донної та головної частини злитку (точки 1, 2, 6, 7).

На рис. 3 представлені результати досліджень при нагріві злитків неіржавіючої сталі 10X23H18. За півтори години витримки у колодязі при контактному факелі та закритій кришці температура в контрольних точках збільшилася до (200...300) °С. В цей час і протягом всього періоду підйому при максимальній тепловій потужності максимальні температури спостерігалися у нижній грані злитку, зверненої до раз огрітої кладки (точки 2, 5). Максимальний перепад по злитку в момент виходу температури колодязю на задану, спостерігався між точкою 2 та точкою 4, яка розташована у центрі злитку, і склав 100 °С. Витримка в імпульсному режимі при температурі (1240...1265) °С протягом двох годин зменшила температурний перепад до 15 °С (в т. 3 – 1240 °С, в т. 7 – 1225 °С).

За час кантування, що тривало 10 хвилин, температура колодязю зменшилася до 1150 °С. Температурний перепад у злитку збільшився до 30 °С (злиток не кантувався). Подальший підйом температури колодязю і витримка при температурі (1230...1255) °С привели до зменшення перепаду до 15 °С (в т. 3 – 1240 °С, в т. 2, 7 – 1225 °С). Розподіл температур оставався не змінним протягом останньої години витримки.

Було також проведено дослідження при нагріві восьми злитків сталі 08X18H10T та шести злитків сталі 15X. Дослідний злиток знаходився у колодязі до початку нагріву протягом півтори години та мав температуру (280...380) °С. Весь метал був холодним, чим пояснюється тривалість підйому до 1300 °С при максимальній тепловій потужності. При досягненні 1300 °С, на початку періоду витримки перепад температур в дослідному злитку склав 60 °С. Витримка металу з імпульсною подачею палива при температурі колодязю (1290...1310) °С протягом п'ятдесяти хвилин і наступна витримка при температурі (1250...1270) °С протягом години привели до зменшення перепаду до 25 °С.

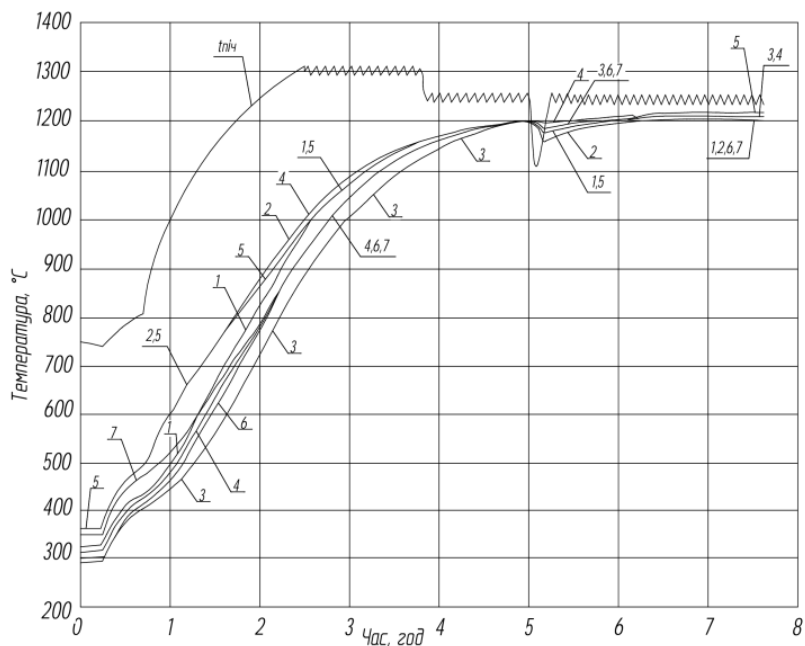


Рис. 2 – Зміна в часі температури чарунки та контрольних точок в дослідному злитку сталі 08X18N10T:
1–7 – точки вимірювання температури

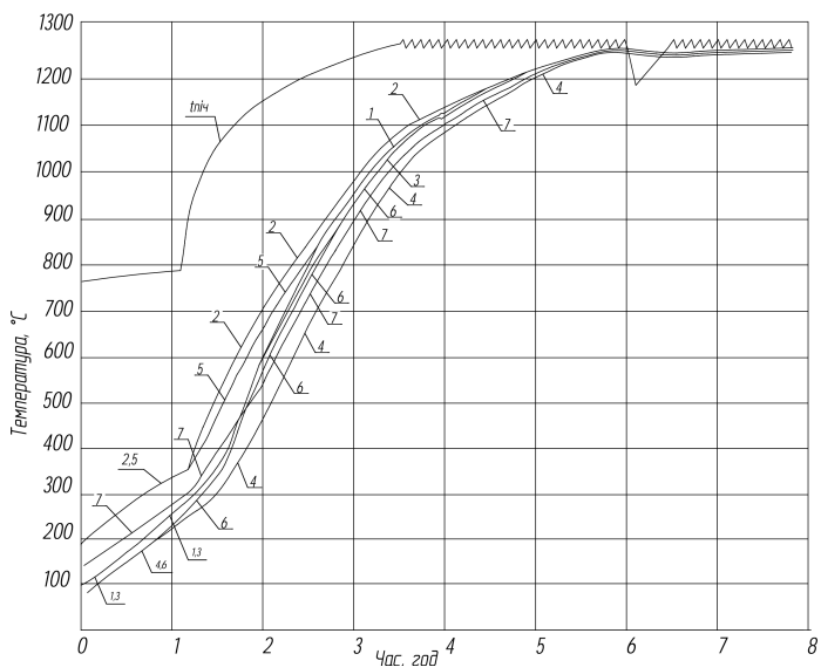


Рис. 3 – Зміна в часі температури чарунки та контрольних точок в дослідному злитку сталі 10X23N18:
1–7 – точки вимірювання температури

Відкриття кришки та видача шести злитків сталі 15X привели до падіння температури колодязю до 1120 °C і збільшенню температурного перепаду до 50 °C. витримка протягом чотирьох годин при температурі (1240...1265) °C дозволила скоротити перепад температур у злитку до 25 °C. При цьому

розподіл температур істотно не змінився протягом останніх чотирьох годин витримки.

Необхідно враховувати, що в нагрівальному колодязі з опаленням з центру поду злитки знаходяться в неоднакових умовах і на їх нагрівання впливає велике число факторів, тому розподіл те-

мператур в інших злитках садки може декілька відрізняться від розподілу температур в дослідному злитку.

Висновки

Зіставлення результатів контрольних нагрівів і даних, що отримані в аналогічних умовах при звичному способі опалення дозволяє зробити наступний висновок: використання системи автоматичного регулювання, яка реалізує імпульсну подачу палива в період витримку дозволить зменшити максимальний перепад по висоті злитка до (20...30) °С, тоді як при звичайному опаленні, при поступовому зменшенні витрати палива на витримці він складає 100 °С. Досягається це за рахунок того, що в період томління під час імпульсів витрата палива значно збільшується, інтенсифікуються теплообмінні процеси у всьому об'ємі робочого простору, при цьому як і в період підйому температури колодязь працює при максимальному коефіцієнті корисної дії. Під час пауз найбільш прогріті елементи поверхонь металу і кладки перевипромінюють тепло на менш нагріті. Всередині металу теплота передається теплопровідністю, чим забезпечується вирівнювання температур за об'ємом злитку. Під час пауз паливо піччю не споживається та димовий шибєр зачинений. Цей фактор разом зі стабільним підтриманням співвідношення паливо – повітря, забезпечує зменшення умовної витрати палива.

Список літератури

1. Тайц Н. Ю. *Технология нагрева стали*. Москва: Металлургиздат, 1962. 567с.
2. Миткалинний В. И., Хлопокин В. Н., Мешалин В. С. [и др.] Усовершенствованная система отопления нагревательных колодцев при подаче топлива из центра пода. *Сталь*. 1979. № 4. С. 312–314.
3. Аксельруд Л. Г., Сухов И. И., Тымчак В. М. *Нагревательные колодцы*. Москва: Металлургиздат, 1962. 236 с.
4. Свинолобов Н. П., Бровкин В. Л. *Печи черной металлургии*. Днепропетровск: Пороги, 2002. 154с.

5. Ткаченко О. О. *Высокотемпературные процессы та установ-ки*. Харків: Ранок, 2008. 336 с.
6. Чеprasов О. І., Каюков Ю. М., Назаренко І. А. Дослідження розподілу температур у злитках при нагріванні у рекуперативних нагрівальних колодцях. *Теплотехніка, енергетика та екологія в металургії*: колективна монографія. У 2-х книгах. Книга перша / Під загальною редакцією д.т.н., проф. Ю. С. Пройдака. Дніпро: Нова ідеологія, 2017. С. 275–279. ISBN 978-617-7068-42-5.
7. Чеprasов О. І., Каюков Ю. М., Назаренко І. А. Дослідження нагріву високолегованих сталей у нагрівальному колодязі з опаленням з центру поду. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. Днепропетровск: ООО «Укрметаллургинформ «НТА», 2018. № 4(313). С. 81–85. ISSN 0543-5749.

References (transliterated)

1. Taits N. Yu. (1962), *Tehnologija nagreva stali* [Steel heating technology], Metallurgizdat, Moscow, 567 p.
2. Mitkalinnyy V. I., Khlopokin V. N., Meshalin V. S. etc. (1979), "Usovershenstvovannaja sistema otoplenija nagrevatel'nyh kolodcev pri podache topliva iz centra poda [Improved heating system of heating wells when supplying fuel from the center of the hearth]", *Stal'* [Steel], no 4, pp. 312–314.
3. Axelrud L. G., Sukhov I. I., Tymchak V. M. (1962), *Nagrevatel'nye kolodcy* [Heating wells], Metallurgizdat, Moscow, 236 p.
4. Svinolob N. P., Brovkin V. L. (2002), *Pechi chernoj metallurgii* [Furnaces of ferrous metallurgy], Thresholds, Dnepropetrovsk, 154 p.
5. Tkachenko O. O. (2008), *Vysokotemperaturni procesy ta ustanovky* [The high temperature process of the installation], Ranok, Kharkiv, 336 p.
6. Cheprasov O. I., Kayukov Yu. M., Nazarenko I. A. (2017), "Doslidzhennja rozpodilu temperatur u zlytkah pry nagrivanii u rekuperatyvnyh nagrival'nyh kolodjazjah [Investigation of temperature distribution in ingots at heating in recuperative heating wells]", *Teplotehnika, energetyka ta ekologija v metallurgii*: kolektivna monografija. U 2-h knygh. Knyga persha [Heat engineering, energy and ecology in metallurgy: collective monograph. In two books. Book first], Yu. S. Proydak (ed.), A New Ideology, Dnipro, pp. 275–279, ISBN 978-617-7068-42-5.
7. Cheprasov O. I., Kayukov Yu. M., Nazarenko I. A. (2018), "Doslidzhennja nagrivu vysokolegovanyh stalej u nagrival'nomu kolodjazji z opalennjam z centru podu [Investigation of heating of high-alloy steels in a heating well with heating from the center of the pond]", *Metallurgicheskaja i gornorudnaja promyshlennost'* [Metallurgical and mining industry], LLC "Ukrmetallurginform "NTA", Dnipropetrovsk, no 4(313), pp. 81–85, ISSN 0543-5749.

Надійшла (received) 07.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Чеprasов Олександр Іванович (Чеprasov Alesandr Ivanovich, Cheprasov Alesandr Ivanovich) – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри теплоенергетики та гідроенергетики Інженерного інституту Запорізького національного технічного університету; м. Запоріжжя; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8029-5157>; e-mail: alex.i.cheprasov@gmail.com.

Каюков Юрій Миколайович (Каюков Юрій Николаевич, Kayukov Yury Nikolaevich) – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики та гідроенергетики Інженерного інституту Запорізького національного технічного університету; м. Запоріжжя; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4311-4801>; e-mail: lenajura2010@gmail.com.

Назаренко Ірина Анатоліївна (Назаренко Ирина Анатоліевна, Nazarenko Irina Anatolievna) – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики та гідроенергетики Інженерного інституту Запорізького національного технічного університету; м. Запоріжжя; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4200-4424>; e-mail: irinan842@gmail.com.

Г. Е. КАНЕВЕЦ, О. В. АЛТУХОВА, Е. А. МАВРИЧ

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ И ПЛАСТИНЧАТЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ КОНДЕНСАТА

В статье приведены результаты оптимизационных вычислительных экспериментов, оценивающих эффективность применения пластинчатых и кожухотрубчатых теплообменников в качестве подогревателей конденсата паротурбинной установки. Нагрев конденсата производится водой, циркулирующей в контуре охлаждения колосниковой решетки парового котла, работающего на лузге подсолнечника. Также проанализированы оптимальные скорости сред для обоих типов теплообменников. Рассмотрены ограничения, накладываемые конструкцией аппаратов.

Ключевые слова: пластинчатые теплообменники, кожухотрубчатые теплообменники, оптимизация, алгоритмы оптимизации, подогреватель конденсата.

Г. Є. КАНІВЕЦЬ, О. В. АЛТУХОВА, Є. А. МАВРІЧ

ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОЖУХОТРУБЧАСТИХ ТА ПЛАСТИНЧАСТИХ ПІДГРІВАЧІВ КОНДЕНСАТУ

У статті наведено результати оптимізаційних розрахункових експериментів, що оцінюють ефективність використання пластинчастих та кожухотрубчастих теплообмінників як підгрівачів конденсату паротурбінної установки. Нагрів конденсату здійснюється водою, що циркулює у контурі охолодження колосникової решітки парового котла, що працює на лушпинні соняшника. Також проаналізовано оптимальні швидкості середовищ для обох типів теплообмінників. Розглянуто обмеження, що накладаються конструкцією апаратів.

Ключові слова: кожухотрубчасті теплообмінники, пластинчасті теплообмінники, оптимізація, алгоритми оптимізації, підгрівач конденсату.

G. KANEVETS, O. ALTUKHOVA, E. MAVRICH

SHELL AND TUBE AND PLATE FEEDWATER HEATERS EFFECTIVENESS COMPARISON

The article presents the results of optimization computational experiments, which evaluated the effectiveness of the use of plate and shell and tube heat exchangers as feedwater heaters. The condensate is heated by water flowing through E35-3.9-440 steam boiler fire-grate cooling circuit. This boiler operates on sunflower husk. The capacity of bioelectric power stations, for which the computational experiment was done, varies from 2 to 27 MW. The steam pressure of the turbine inlet is 40 bar, the temperature is 440 °C. The heater in question is located on the main condensate line before the deaerator. It was done the comparison of the effectiveness of shell and tube and plate apparatus for this application. The optimal fluid velocities for both types of heat exchangers were also analyzed. The limitations of apparatuses design are considered. The computational experiment was done according to the "total costs" optimality criterion, only the design parameters of the heat exchangers were optimized. The experiment shows that the effectiveness of plate heat exchangers is higher in this case. An interesting dependence has also been recovered that relates the water temperature in the plate heat exchanger channels and its optimal velocity. The higher the water temperature, the higher its optimal velocity, which is associated with a decrease of viscosity when increasing the water temperature. This dependence is quite significant, and this fact makes it possible to consider that it is necessary to do optimization when designing this type of heat exchangers.

Key words: plate heat exchangers, shell and tube heat exchangers, optimization, algorithms of optimization, feedwater heater.

Введение

Пластинчатые теплообменники (ПТО) всё чаще заменяют традиционные кожухотрубчатые (КТО) во многих областях. Они компактны, менее металлоёмки, просты в обслуживании, часто являются более эффективными [1, 2]. В том числе, ПТО могут применяться в качестве подогревателей конденсата в паротурбинных установках.

Однако выбор типа теплообменника и его параметров необходимо делать обоснованно. Требуется анализ эффективности применения того или иного вида оборудования, а также учёт ограничений, накладываемых конструкцией аппаратов. Для повышения эффективности оборудования требуется его оптимизация.

Цель работы

Цель работы заключается в анализе эффективности применения пластинчатых и кожухотрубчатых теплообменников в качестве подогревателей основного конденсата в паротурбинном цикле биоэлектростанции.

Изложение основного материала

На биоэлектростанциях, использующих в качестве топлива лузгу подсолнечника, горение в топках паровых котлов происходит на водоохлаждаемых колосниковых решетках. Теплота, подведенная к охлаждающей решетки воде, может в дальнейшем использоваться в цикле для подогрева основного конденсата перед деаэратором.

В работе представлены результаты оптимизации подогревателя на примере биоэлектростанции

© Г. Е. Каневец, О. В. Алтухова, Е. А. Маврич, 2019

мощностью 9 МВт, работающей с парогенератором E-35-3,9-440. Тепловая схема паротурбинной установки, рассчитанная в программе AxCYCLE™ (SoftInWay), приведена на рис. 1.

Давление на входе в паровую турбину 40 бар, температура пара 440 °С. Расход острого пара 35 т/ч. Пар производится паровым котлом E35-3,9-440, работающим на лузге подсолнечника. Давление в конденсаторе 0,035 бар. Охлаждающая вода охлаждается в испарительной градирне. Нагрев основного конденсата осуществляется паром из отбора в подогревателе питательной воды, после чего он поступает в теплообменник, где догревается до температуры 91,7 °С водой, циркулирующей в контуре охлаждения решетки котла. После он направляется в деаэратор (6 бар). После деаэратора питательная вода нагревается в подогревателе высокого давления до 170 °С паром из отбора.

Тепловая нагрузка подогревателя в приведенной схеме составляет 1763 кВт. Анализ эффективности проводился для более широкого диапазона мощностей подогревателей от 350 кВт до 5300 кВт, что эквивалентно мощностям электростанций от 2 МВт до 27 МВт. Температуры греющего теплоносителя (охлаждающая вода решетки котла) 123,3–115 °С, нагреваемого (основной конденсат турбоустановки) – 44–91,7 °С, процессы теплообмена без фазового перехода.

Была проанализирована эффективность пластинчатых и кожухотрубчатых теплообменников,

устанавливаемых в качестве такого подогревателя. Выбор оптимальных теплообменников проводилась с помощью разработанного авторами инструмента – алгоритмов ОКТО и ОПТО и написанной по ним программе [3– 9] – по критерию эффективности приведенные затраты. Этот критерий включает в себя как капитальные вложения в теплообменник, так и эксплуатационные расходы. Оптимизировалась только конструкция теплообменников, параметры схемы оставались неизменными.

Обсуждение результатов

На основании проведенных вычислительных экспериментов были выработаны следующие рекомендации.

Сравнение оптимальных кожухотрубчатых и пластинчатых теплообменников по критерию эффективности приведенные затраты представлено на рис. 2. Здесь видно, что на всём диапазоне нагрузок пластинчатые теплообменники показывают более высокую эффективность по сравнению с кожухотрубными.

В ходе проведения вычислительного эксперимента было установлено, что оптимальная скорость воды в трубках кожухотрубчатого теплообменника (греющий теплоноситель) составляет примерно 2,3 м/с, в межтрубном пространстве – примерно 0,43 м/с.

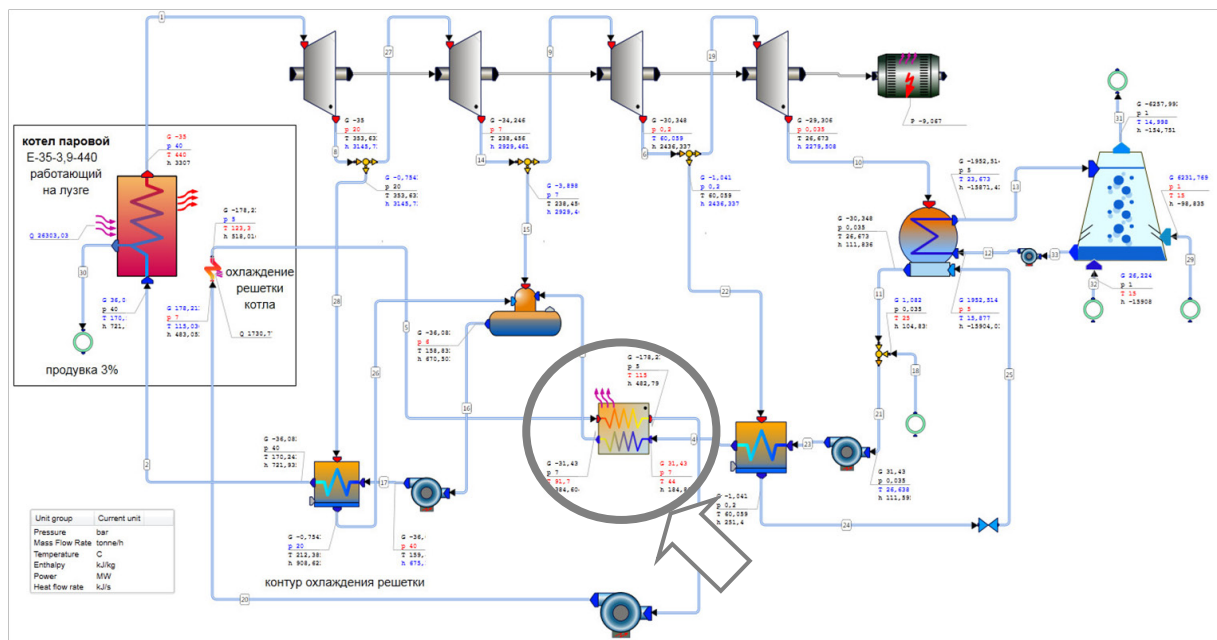


Рис. 1 – Место рассматриваемого теплообменника в схеме паротурбинной установки мощностью 9 МВт

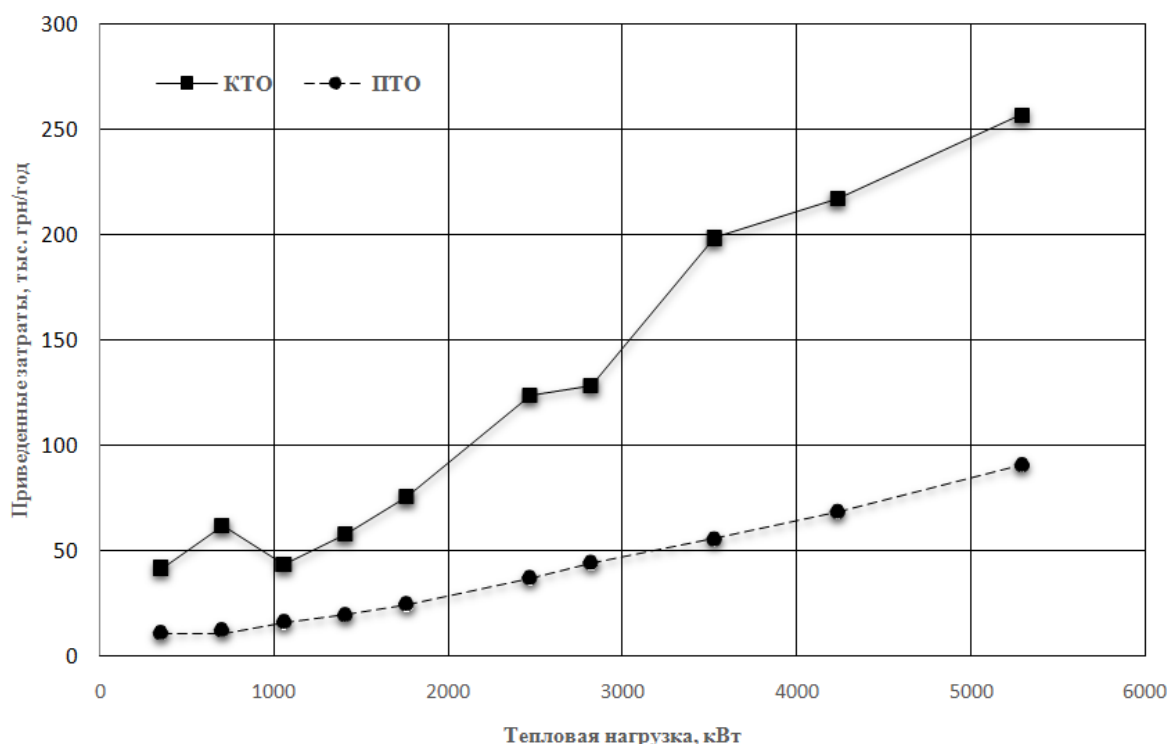


Рис. 2 – Зависимость приведенных затрат от тепловой нагрузки для кожухотрубчатых и пластинчатых теплообменников

Интересно, что несмотря на то, что каналы пластинчатого теплообменника одинаковы геометрически, и в них течёт один теплоноситель (вода), присутствует небольшая разница в оптимальных скоростях теплоносителей: для греющего теплоносителя она составляет примерно 0,55 м/с, для нагреваемого – 0,1 м/с. Это различие может быть связано с различием вязкостей более нагретой воды и менее нагретой. Перекачка более вязкой холодной воды требует больших эксплуатационных расходов на привод нагнетателей. То, что этот фактор существенно влияет на конечную оптимальную скорость теплоносителей, показывает важность учёта эксплуатационных расходов при проведении оптимизации.

Возможные проблемы в применении пластинчатых теплообменников в качестве подогревателей конденсата могут быть связаны с ограничением применимости этого вида аппаратов при высоких давлениях. Подобные проблемы могут возникнуть в подогревателях высокого давления, в рассматриваем же теплообменнике давления невысокие (5 и 7 бар). Кроме того, по мере совершенствования пластинчатых теплообменников они становятся способны работать всё с большими перепадами давлений. Остается однако проблема, связанная с возможностью прогорания пластин теплообменника в поле электрогенератора.

Выводы

Проведенные вычислительные эксперименты позволяют утверждать, что применение пластинчатых теплообменников в качестве подогревателей конденсата в паротурбинных установках, в частности для контура охлаждения решетки котла, является целесообразным. Однако перед принятием решения о применении этого вида оборудования необходимо проанализировать ограничения по его применению. Также требуется проведение оптимизации конструктивных и режимных параметров, т.к. этот вид теплообменников чувствителен к параметрам рабочих сред.

Список литературы

1. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. *Пластинчатые и спиральные теплообменники*. Москва: Машиностроение, 1973.
2. Тарадай А. М., Гуров О. И., Коваленко Л. М. *Пластинчатые теплообменные аппараты*. Под ред. Н. М. Зингера. Харьков: Прапор, 1995.
3. Каневец Г. Е. *Обобщённые методы расчета теплообменников*. Киев: Наукова думка, 1979. 352 с.
4. Каневец Г. Е. *Теплообменники и теплообменные системы*. Киев: Наукова думка, 1981. 272 с.
5. Каневец Г. Е., Сагань И. И., Иванова Н. В., Поржезинский Ю. Г., Разладин Ю.С. *Оптимизация теплообменного оборудования пищевых производств*. Киев: Техніка, 1981. 192 с.
6. Каневец Г. Е., Алтухова О. В., Суима С. Д. Пилотный синтезатор средств оптимизации промышленных пластинчатых теплообменников.

- тых теплообменников. *Математические методы в технике и технологиях*, – ММТТ-25 сб. трудов XXV Междунар. науч. конф.: в 10 т. Т. 10. Секция 12 / под общ. ред. А. А. Большакова. Волгоград: Волгогр. гос. техн. ун-т, 2012; Харьков. Нац. техн. ун-т «ХПИ», 2012. 224 с. С. 50–53. ISBN 978-5-7433-2386-9.
- Каневец Г. Е., Алтухова О. В. Синтезатор средств оптимизационного вычислительного эксперимента с теплообменным оборудованием различных конструкций и назначения как инструмент повышения эффективности теплообменников муниципальной энергетики. *Наукове видання. Муніципальна енергетика: Проблеми, рішення. П'ята міжнародна науково-технічна конференція*. Миколаїв: НУК, 2013. 288 с. С. 103–106. ISBN 978-966-321-288-3.
 - Каневец Г. Е., Алтухова О. В. Синтезатор алгоритмов и программ ОКПТО-2014. Структура, область применения, дальнейшие пути совершенствования. *Інтегровані технології та енергозбереження*. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. № 4. 148 с. С. 130–133. ISSN 2078-5364.
 - Коваленко Л. М., Рудь С. Л. *Пластинчатые теплообменные аппараты: каталог УкрНИИХиммаш*. Москва: Цинтихимнефтемаш, 1983. 51 с.
 - Kanevets, G. E. (1981), *Teploobmenniki i teploobmennyye sistemy* [Heat exchangers and heat exchange system], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
 - Kanevets, G. E., Sagan, I. I. and Ivanova, N. V. Porzhezinsky Y. G., Razladin Y. S. (1981), *Optimizatsiya teploobmennogo oborudovaniya pishchevykh proizvodstv* [Optimization of heat exchange equipment for food production], Tekhnika, Kiev, Ukraine.
 - Kanevets, G. E., Altukhova, O. V. and Suima, S. D. (2012), “Pilotsnyy sintezator sredstv optimizatsii promyshlennykh plastinchatykh teploobmennikov [The pilot synthesizer of means optimization of industrial heat exchangers]”, *Matematicheskiye metody v tekhnike i tekhnologiyakh*, NTU “KhPI”, Kharkov, pp. 50–53, ISBN 978-5-7433-2386-9.
 - Kanevets, G. E. and Altukhova O. V. (2013), “Sintezator sredstv optimizatsionnogo vychislitel'nogo eksperimenta s teploobmennym oborudovaniyem razlichnykh konstruktsiy i naznacheniya kak instrument povysheniya effektivnosti teploobmennikov munitsipal'noy energetiki [Synthesizer optimization means of computer simulation of heat exchange equipment of various designs and purpose as a tool to improve the efficiency of heat exchangers municipal energy]”, *Munitsipal'na yenergetika: Problemi, rishennya*, NUK, Nikolaev, pp. 103–106, ISBN 978-966-321-288-3.
 - Kanevets, G. E. and Altukhova O. V. (2014), “Sintezator algoritmov i programm OKPТО-2014. Struktura, oblast' primeneniya, dal'neyshiyе puti sovershenstvovaniya [Synthesizer algorithms and programs OKPТО-2014. The structure, scope, further ways of improving]”, *Integrovani tekhnologii ta yenergozbezheniya*, NTU “KhPI”, Kharkov, pp. 130–133. ISSN 2078-5364.
 - Kovalenko, L. M. and Rud, S. L. (1983), *Plate heat exchangers: Catalog UkrNIHimMash*, Tsintikhimneftemash, Moscow, Russia.

References (transliterated)

Поступила (received) 12.03.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Алтухова Ольга Василівна (Алтухова Ольга Васильевна, Olga Altukhova) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій; м. Харків, Україна; e-mail: ovaolga@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0575-3047>

Канівець Георгій Євдокимович (Каневець Георгий Евдокимович, George Kanevets) – доктор технічних наук, професор; e-mail: gekan37@gmail.com.

Мавріч Євген Олександрович (Маврич Евгений Александрович, Evgen Mavritch) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій; м. Харків, Україна.

Н. Г. ЕФИМЕНКО, С. В. АРТЁМОВА, А. Н. РОЖНОВ, В. В. ПЕНЗЕВ

СТРУКТУРА И МЕХАНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПРИСАДОЧНОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ СВАРКИ ТЕПЛОУСТОЙЧИВЫХ СТАЛЕЙ

Приведен анализ литейных дефектов в корпусных деталях энергооборудования, способы их устранения. Установлены и проанализированы направления разработок зарубежных исследователей в области сварки теплоустойчивых сталей. Показана перспективность применения перлитного материала при электродуговой заварке дефектов. Приведены результаты исследований сварочного материала перлитной структуры, микролегированного редкоземельными металлами, обладающего высокими сварочно-технологическими, вязкопластическими свойствами и ударной вязкостью.

Ключевые слова: теплоустойчивые стали, холодные трещины, механические свойства, редкоземельные металлы, пластичность, вязкость.

М. Г. ЕФИМЕНКО, С. В. АРТЕМОВА, О. М. РОЖНОВ, В. В. ПЕНЗЕВ

СТРУКТУРА І МЕХАНІКО ТЕХНОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРИСАДОЧНОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ ЗВАРЮВАННЯ ТЕПЛОСТІЙКИХ СТАЛЕЙ

Приведений аналіз ливарних дефектів у корпусних деталях енергообладнання, способи їх усунення. Встановлені і проаналізовані напрямки розробок закордонних дослідників в області зварювання теплостійких сталей. Показана перспективність використання перлітного матеріалу в якості присадки при електродугової заварці дефектів. Приведені результати досліджень зварювального матеріалу з перлітною структурою, мікролегованого рідкісноземельними металами, який характеризується високими зварювально-технологічними, в'язко-пластичними властивостями і ударною в'язкістю.

Ключевые слова: теплотривкі сталі, холодні тріщини, механічні властивості, рідкоземельні метали, пластичність, в'язкість.

N. EFIMENKO, S. ARTEMOVA, A. ROZHNOV, V. PENZEV

STRUCTURE AND MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL PROPERTIES OF ADDITIVE MATERIAL FOR WELDING HEAT-RESISTANT STEELS

The analysis of casting defects in the hull parts of power equipment, and their elimination methods. The development directions of foreign researchers in the field of heat-resistant steels welding are established and analyzed. The prospects of using pearlite material for electric arc welding of defects is shown. The results of studies of the welding material of a pearlite structure, microalloyed by rare-earth metals, with high welding-technological, viscoplastic properties and impact strength are presented. An analysis of the state of scientific developments of metallurgists, material scientists and welders shows that, to ensure high viscoplastic properties of steel products, a promising direction is the use of rare earth metals as modifiers and microalloying additives as desulfurizers. The welding process is carried out without heating and subsequent heat treatment. For research, an experimental batch of electrodes was manufactured as rods in which the wire SV-08A was used. Doping was provided through an electrode coating. Alloying with rare-earth metals was carried out by introducing yttrium ligature into the coating, it was found that the introduction of rare-earth metals into the deposited metal allows to obtain high visco-plastic properties of the metal without reducing the carbon content, which, in turn, provides strength properties at the level specified by regulatory documentation.

Key words: heat-resistant steels, cold cracks, mechanical properties, rare-earth metals, ductility, toughness.

Введение

Основным способом при ремонте элементов энергетического оборудования является ручная электродуговая сварка покрытым электродам. На сегодняшний день рекомендуется различные технологии ремонта [1, 2]. Применяются два вида сварочного материала по структурному классу – аустенитный и перлитный.

К элементам оборудования, которые чаще всего подвержены ремонту по причине выявления дефектов на стадии изготовления или процессе работы на готовых изделиях, относятся литые корпуса турбин, цилиндры высокого давления, низкого и среднего давления, стопорные регулирующие клапана и др. Выявляемые дефекты чаще всего литейные: раковины, рыхлоты, земляные засоры, скопление пористости. В меньшей мере встречаются дефекты технологического или эксплуатационного характера (трещины). Обычно

выборки единичных дефектов для заварки на толстостенных деталях в ряде случаев достигают 2–5 тыс. см³ (рис. 1). Для их исправления расходуется в среднем от 10 до 50 кг сварочных электродов.

Многолетним накопленным опытом установлено, что наиболее перспективным при сварке низколегированных закаливающихся сталей является применение сварочных материалов, обеспечивающих соединения равнопрочные основному металлу. При сварке жаропрочных сталей структурный класс таких материалов также должен быть перлитный. Вместе с тем при сварке перлитными материалами в высокотемпературной области зоны термического влияния (ЗТВ) образуются закалочные структуры, приводящие к образованию холодных трещин (ХТ). Присутствующей в металле диффузионный водород сверх установленного допустимого уровня (>5–6 см³/100г) усугубляет процесс охрупчивания металла сварного

соединения. Основным способом предупреждения ХТ является подогрев свариваемого металла до температуры 300–400 °С. Из зарубежной практики известно, что одним из основных направлений по сварке закаливающихся сталей, используемых в теплоэнергетике, является применение сварочных материалов с повышенной пластичностью и ударной вязкостью. Так, в Японии для сварки хромо-молибденовых теплостойких сталей применяют электроды марки СМВ-95 [3] с высоким уровнем пластичности и низким содержанием водорода. При этом для сохранения жаропрочности соединения углерод находится в пределах 0,08...0,12 %. В США для подобных целей применяют стали с содержанием углерода в пределах 0,25 % (стали WCA, WC1), но также с высокими показателями пластичности [4]. Высокие пластические свойства и ударная вязкость достигаются за счет повышения чистоты основного металла по сере ($\leq 0,01$ %) и фосфору.

В России учеными всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) разработана марка электродов ТМЛ-3, которая рекомендована и используется для сварки, в том числе и для заварки дефектов на теплоустойчивых хромо-молибденовых и хромо-молибденованадиевых сталях. Однако наиболее предпочтительными являются разработанные этим же институтом низкоуглеродистые низколегированные перлитные электроды марок ТМЛ-4В и ТМЛ-5 [4], особенностью которых является низкое содержание углерода ($\sim 0,06$ %). Снижение содержания углерода в наплавленном металле обеспечивается за счет уменьшения соотношения компонентов в покрытии $\text{CaCO}_3/\text{CaF}_2$, а также применения в качестве стержня сварочной проволоки, содержащей 0,04 % С (СВ-04А). Однако изменение в составе покрытия электродов приводит к ухудшению технологических свойств [4] при плавлении.

Анализ состояния научных разработок металлургов, материаловедов-сварщиков показывает, что для обеспечения высоких вязкопластических свойств стальной продукции перспективным направлением является использование в качестве десульфураторов, модификаторов и микролегирующих добавок редкоземельных металлов (РЗМ). В США для нейтрализации серы в углеродистой стали используют цериевый мишметалл [5], что обеспечивает повышение на 15–25 % пластичной и ударной вязкости. Добавки РЗМ в металл сварных швов [5–8] изменяет форму, размер и степень распределения неметаллических включений (НВ), измельчает структуру. Так, в работе [6] представлен механизм десульфурации металла при электродуговой сварке: в предкристаллизационный период существования жидкой ванны РЗМ, перешедшие из сварочного материала (электрода) в ванну, образуют мелкодисперсные сложные по

химическому составу соединения типа $\text{P}_3\text{M}_2\text{S}_3$, P_3MOS и др., равномерно распределенные в матрице. Происходит нейтрализация легкоплавкой жидкой фазы, пересыщенной серой, путем перевода ее в тугоплавкие соединения. Границы зерен и растущих при охлаждении кристаллитов очищаются от легкоплавкой примеси. Очищение пограничных участков приводит к повышению электронных межкристаллических связей. В результате в углеродистом наплавленном металле обеспечивается повышение вязко-пластических свойств: δ в 1,8 раза; ψ в 2,5 раза; KCV_{+20} в 1,7 раза.

Цель работы

Целью работы является исследование механико-технологических свойств и структуры металла, наплавленного электродами, содержащими РЗМ. Процесс сварки осуществляется без подогрева и последующий термической обработки.

Материалы и методика проведения исследований

Для исследований была изготовлена опытная партия электродов в качестве стержней, в которых использовалась проволока СВ-08А. Легирование обеспечивалось через электродное покрытие. Легирование РЗМ осуществлялось путем ввода в покрытие иттриевой лигатуры С30РЗЭ10 (ТУ 14-141-91) в количестве 10 %. Соотношение $\text{CaCO}_3/\text{CaF}_2$ выдерживалось в пределах 1:(0,35–0,4). Подготовка образцов для исследования осуществлялась в соответствии требованиям и стандартов. Структурные исследования проводились с использованием оптической и электронной микроскопии. Химический состав определяли методом спектроскопии. Механические свойства наплавленного металла и химический состав приведены в табл. 1. Экспериментальным электродам присвоена марка УНЛ-1.

Сравнительная информация о экспериментальных электродах УНЛ и применяемых на предприятиях отрасли ТМЛ-3, а также рекомендуемых ТМЛ-4 и ТМЛ-5 [4] приведены в табл. 1.

Обсуждение результатов исследований

Установлено, что введение в состав покрытия электродов РЗМ обеспечивает высокую стабильность горения дуги с минимальным разбрызгиванием расплавленного металла. Микроструктурный анализ показал, что в наплавленном металле микролегированным РЗМ, при сварочных скоростях охлаждения (10–12 °/с) подавляется перлитное превращение, формируется структура бейнитного типа, преимущественно это зернистый бейнит с незначительным содержанием (небольшим коли-

чеством) ферритной фазы (рис. 1б). Структура мелкозернистая. Размер зерна исходного варианта металла по шкале ГОСТ 5639-82 соответствует 7–8 баллу; микролегированного металла ~9–10 балла.

В структуре наряду с массивными зернами присутствуют мелкие зерна и субзерна, располагающиеся как по границам крупных, так и внутри таковых (рис. 2).

Таблица 1 – Химический состав и механические свойства наплавленного металла

Варианты	Химический состав, % мас.								Механические свойства				
	C	Si	Mn	Cr	Mo	S	P	РЗМ	σ_b , МПа	σ_2 , МПа	δ , %	ψ , %	KCV, Дж/см ²
						не более							
без РЗМ	0,08...0,12	0,38	0,8	1,1	0,6	0,025	0,035	—	590	410	19	60	89
УНЛ-1	0,08...0,12	0,38	0,8	1,1	0,7	0,012	0,018	0,009	590	420	26	70	128
ТМЛ-3*	0,08...0,12	0,35	0,8	1	0,65	0,025	0,035	—	470	420	18	58	88
ТМЛ-4В*	0,04...0,07	0,35	0,7	0,8	0,8	0,02	0,02	—	580	—	15	60	100
ТМЛ-5*	0,065	0,35	0,6	0,7	0,75	0,25	0,025	—	560	—	18	—	88

* по данным [4].

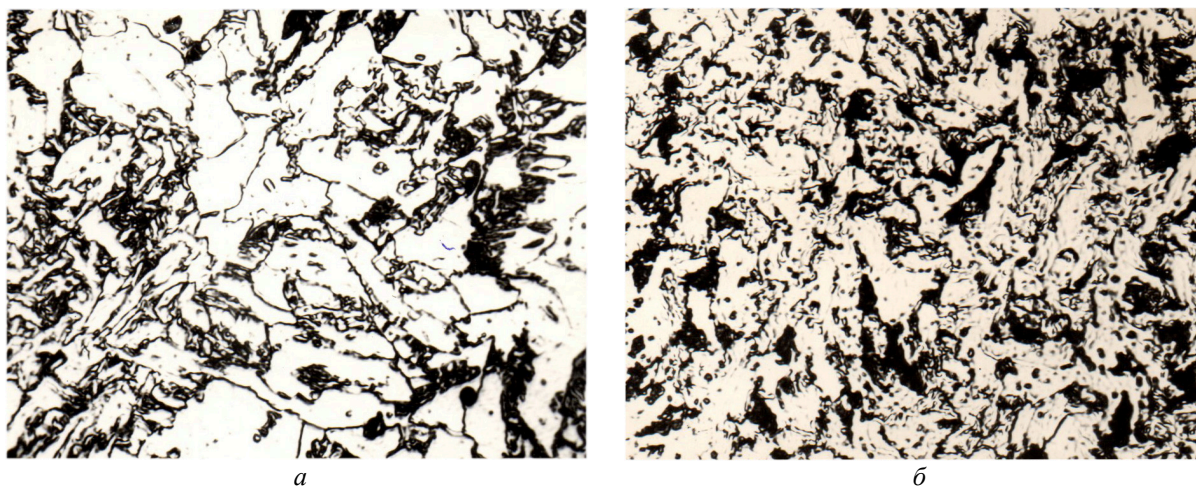


Рис. 1 – Микроструктура зернистого бейнита наплавленного металла (x800):
а – исходный вариант; б – содержащий 0,009 % РЗМ

Таким образом, введение в наплавленный металл редкоземельных металлов (остаточное содержание 0,009 %) оказывает благоприятное воздействие на пластические свойства и структуру: относительное удлинение (δ) повышается на ~40 % (с 18 % до 26 %); относительное сужение (ψ) на ~12 % (с 60 % до 70 %); ударная вязкость (KCV₂₀) на ~40 % (с 89 Дж/см² до 128 Дж/см²). Модифицирующий эффект проявился в дроблении зеренной структуры: размер зерна уменьшился (с 7–8 балла до 9–10 балла). Такое изменение структуры и пластических свойств наплавленного металла под воздействием РЗМ позволяет сохранить содержание углерода (0,1–0,12 %) на прежнем уровне, что в свою очередь обеспечивает требуемые прочностные свойства.

Сварочный материал (электрод УНЛ-1) рекомендуется для применения при исправлении дефектов на литых корпусных деталях, изготовленных из теплоустойчивых хромомолибденовых и хромомолибденованадиевых сталей.



Рис. 2 – Электронно-микроскопический снимок структуры наплавленного металла, содержащего 0,009 % РЗМ (x15000)

Выводы

Установлено что, введение в наплавленный металл РЗМ (остаточное содержание 0,009 %) позволяет получить высокие вязко-пластические

свойства металла без снижения содержания углерода, что, в свою очередь обеспечивает прочностные свойства на уровне, оговоренном нормативной документацией.

Список литературы

1. Панов В. И. Универсальная методика ремонтной сварки крупногабаритных массивных конструкций тяжелого машиностроения. *Сварочное производство*. 2007. С. 11–17.
2. Назарчук А. Т., Снисарь В. В., Демченко Э. Л. Получение равнопрочных сварных соединений закаляющихся сталей без подогрева и термической обработки. *Автомат. сварка*. 2003. № 5. С. 41–46.
3. *Cobe steel welding consumables*. Catalog-Tokio. 1978. 103 p.
4. Анохов А. Е., Корольков П. М. *Сварка и термическая обработка корпусного энергетического оборудования при ремонте*. Киев: ЭкоТехнология, 2003. 87 с.
5. Иоситэцу Н. *Newer. Metal, Ind.* 1971. Vol. 16. № 5. С. 107–110.
6. Ефименко Н. Г. *Редкоземельные металлы в сварочных материалах*. Харьков: ПФ. Коллегиум, 2017. 187 с. ISBN 978-966-97418-9-9.
7. Рычков А. П., Ланская К. А., Тюрин Е. И. Влияние РЗМ на структуру и свойства котельных сталей 20К и 12Х1МФ. *Сталь*. 1973. № 10. С. 930–932.
8. Накао Е., Нисимото К. Охрупчивание наплавленного металла в сварных швах высококачистой хромомолибденовой (19Cr–2Mo) стали и его уменьшение путем введения добавок редкоземельных. *Есэцу гакай ромбунсю*. 1984. Т. 2, № 2. С. 325–331.

References (transliterated)

1. Panov V. I. (2007), “Universal'naja metodika remontnoj svarki krupnogabaritnyh massivnyh konstrukcij tjazhelogo mashinostroenija [A universal technique for repair welding of large-sized massive structures of heavy engineering]”, *Svarochnoe proizvodstvo* [Welding production], pp. 11–17.
2. Nazarchuk A. T., Snisar V. V., Demchenko E. L. (2003), “Poluchenie ravnoprochnykh svarnykh soedinenij zakalivayushihysya stalej bez podogreva i termicheskoj obrabotki [Obtaining equal strength welded joints of hardened steels without heating and heat treatment]”, *Avtomat. svarka* [Automatic Welding]. no. 5., pp. 41–46.
3. (1978), *Cobe steel welding consumables, Catalog-Tokyo* [Catalog-Tokyo], 103 p.
4. Anahov A. E., Korolkov P. M. (2003), *Svarka i termicheskaya obrabotka korpusnogo energeticheskogo oborudovaniya pri remonte* [Welding and heat treatment of case power equipment during repair.], *Ekotehnologiya* [Ecotechnology], Kiev, 87 p.
5. Iositecu N. (1971), *Newer. Metal, Ind.* vol. 16, no. 5. pp. 107–110.
6. Efimenko N. G. (2017), *Redkozemelnye metally v svarochnykh materialah* [Rare earth metals in welding consumables], PF. Collegium, Kharkiv, 187 p, ISBN 978-966-97418-9-9.
7. Rychkov A. P., Lanskaya K. A., Tyurin E. I. (1973), “Vliyanie RZM na strukturu i svojstva kotelnykh stalej 20K i 12H1MF [The influence of rare-earth metals on the structure and properties of boiler steels 20K and 12Kh1MF]”, *Stal* [Steel], no. 10, pp. 930–932.
8. Nakao E., Nisimoto K. (1984), “Ohrupchivanie naplavlennogo metalla v svarnykh shvah vysokochistoj hromomolibdenovoj (19Cr–2Mo) stali i ego umenshenie putem vvedeniya dobavok redkozemelnykh [Embrittlement of deposited metal in welds of high-purity chromium-molybdenum (19Cr – 2Mo) steel and its reduction by introducing rare-earth additives]”, *Eseku gakaj rombunshyu* [Yessetsu gakai rhombunshu], no. 2, pp. 325–331.

Поступила (received) 08.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ефименко Микола Григорович (Ефименко Николай Григорьевич, Efimenko Mikola) – доктор технічних наук, професор кафедри зварювання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; тел. м. 050-225-66-03.

Артемова Світлана Віталіївна (Артемова Светлана Витальевна, Artemova Svetlana) – начальник ЦЗЛ, ОА «Турбоатом», тел. м. 067-501-16-63.

Рожнов Олександр Миколайович (Рожнов Александр Николаевич, Rozhnov Oleksandr) – студент, кафедра зварювання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; тел. м. 066-574-11-50; e-mail: LexRozhnov@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7960-1030>.

Пензев Владислав Валерійович (Пензев Владислав Валерьевич, Penzev Vladislav) – студент, кафедра зварювання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; тел. м. 066-672-61-19, e-mail: penzev98@ukr.net

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V.</i> Analysis of the Opportunity to Extend the Operation of the Intermediate Pressure Rotor with Critical Size Cracks	4
<i>Sherfedinov R., Ishchenko M., Slaston L., Alyokhina S.</i> Development of Working Blades From a Titanium Alloy for the Last Steps of a Low Pressure Cylinder for Powerful Steam Turbines.....	10
<i>Chernousenko O., Tkachenko O.</i> Individual Service Life-Time of the High Pressure Rotor of the Steam Turbine T-250/300-240.....	18
<i>Diasamidze B., Vilkul S., Serbin S.</i> Theoretical Investigations of a Dual-Fuel Low-Emission Gas Turbine Combustor	27
<i>Cheprasov A., Kayukov Yu., Nazarenko I.</i> Research the Efficiency of Pulse Feeding of Fuel	34
<i>Kanevets G., Altukhova O., Mavrish E.</i> Shell and Tube and Plate Feedwaterheaters Effectiveness Comparison.....	39
<i>Efimenko N., Artemova S., Rozhnov A., Penzev V.</i> Structure and Mechanical and Technological Properties of Additive Material for Welding Heat-Resistant Steels	43

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ». СЕРІЯ: ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ
ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

Збірник наукових праць

№ 1'2019

Науковий редактор: Усатий О. П., д-р техн. наук, проф.
Технічний редактор: Науменко С. П., стар. викл.

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
Кафедра турбінобудування
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua

Підписано до друку 28.12.2019 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 2,79. Обл.-вид. арк. 2,4.
Наклад 100. Зам. № 885-20. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001 р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08
